

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

---

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**



**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

# **ESTUDIO DE VIABILIDAD DE UN RECEPTOR SOLAR BAYONETA EXTERIOR**

**GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**Autor:** Borja Domínguez León

**Tutora:** María de los Reyes Rodríguez Sánchez

Julio de 2016

# Índice

---

<b>Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>4</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>5</b>
<b>1. Introducción .....</b>	<b>7</b>
1.1 Motivación del proyecto .....	15
1.2 Objetivos del proyecto.....	16
1.3 Estructura del proyecto.....	17
<b>2. Análisis de las centrales termosolares de alta temperatura .....</b>	<b>18</b>
2.1 Partes de una central termosolar de alta temperatura tipo torre .....	19
<b>3. El receptor .....</b>	<b>24</b>
3.1 Descripción del sistema .....	24
3.2 Análisis de los tubos .....	25
<b>4. Propiedades de las sales solares.....</b>	<b>29</b>
<b>5. Modelos de cálculo .....</b>	<b>31</b>
5.1 Tubo sencillo.....	32
5.2 Tubo bayoneta .....	43
<b>6. Análisis de los resultados .....</b>	<b>57</b>
6.1 Diseños propuestos .....	58
6.2 Tubo sencillo.....	59
6.2.1 Balance energético .....	59
6.2.2 Temperaturas.....	63
6.2.3 Eficiencia .....	67
6.2.4 Pérdida de carga .....	70
6.2.5 Diseño óptimo de receptor de tubo sencillo .....	73
6.3 Tubo bayoneta.....	76
6.3.1 Balance energético .....	76
6.2.2 Temperaturas.....	85
6.2.3 Eficiencia .....	91
6.2.4 Pérdidas de carga.....	94
6.2.5 Diseño óptimo de receptor de tubo bayoneta .....	98
6.4 Diseño óptimo .....	102
<b>7. Análisis económico .....</b>	<b>103</b>
7.1 Presupuesto de elaboración del proyecto .....	107
<b>8. Conclusiones.....</b>	<b>109</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>110</b>

## Resumen

---

Las centrales termosolares tipo torre se presentan como una alternativa real como medio de producción de energía eléctrica frente a las centrales convencionales alimentadas por combustibles fósiles. Dada la comprometida situación en la que se encuentran los yacimientos de combustibles fósiles, cuya fecha de agotamiento está cada día más próxima, es especialmente importante aunar esfuerzos en la investigación y optimización de alternativas como esta.

El presente proyecto pretende optimizar el diseño del receptor de una central termosolar de alta temperatura tipo torre evaluando la repercusión que sobre el rendimiento de la central provocan cambios en su número de paneles y diámetros del sistema de tuberías, en búsqueda de un diseño óptimo cuyo funcionamiento teórico garantice la mayor seguridad y durabilidad de los distintos componentes que lo conforman.

Al mismo tiempo, se pretende evaluar un novedoso diseño en el sistema de tuberías del receptor: los tubos bayoneta. En búsqueda del mejor aprovechamiento de la radiación concentrada en el receptor se pretende evaluar si este diseño lograría obtener mejores resultados que los receptores convencionales de tubo sencillo. Para ello, se desarrollará un modelo matemático que permita comparar los resultados teóricos de ambos diseños.

Mediante el software de cálculo numérico desarrollado en el presente proyecto se analizará las limitaciones en el diseño que se han encontrado atendiendo a las temperaturas máximas de trabajo del fluido calorportador así como la pérdida de carga que se produce en el sistema de tuberías, teniendo en cuenta el consumo requerido por el sistema de bombeo que debe compensar dicha caída de presión

## Abstract

---

Thermo-Solar Power Plants are a reliable alternative to conventional Power Plants fed by fossil fuel as a way of production of electricity. Because of the risky situation that the fossil fuel deposits are at the present, whose date of exhaustion is each day nearer, it is especially important joining efforts in investigation and optimization of alternatives like this one.

This Project will try to optimize the design of the receiver of one of a Thermo Solar Power Plant with tower. Moreover, we will evaluate the repercussion in the general performance when we make changes in the number of panels and the diameter of the pipes. The final objective is finding an optimal design whose theoretical performance guarantees the safety and durability of each component of the Plant.

At the same time, we will try to evaluate a brand new design in the piping system of the receiver: the usage of bayonet tubes. There are two different possibilities of configuration, this Project will be focused in the external design. Searching the best way of taking advantage of the concentrated radiation that the receiver intercepts, we will evaluate if this design offers better results compared with the common receivers of simple piping.

Thanks to the usage of the mathematical computer software developed in this Project we will analyze the limitations on the design that have been found, paying attention in the maximum temperatures of the thermal fluid as well as the pressure that the pump system must provide in each receiver and the consume of this system.

## Nomenclatura

---

$\bar{h}$	Término convectivo [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ]
$\dot{m}$	Flujo másico [ $\frac{kg}{s}$ ]
$\overline{Nu}$	Número de Nusselt
$A$	Área [ $m^2$ ]
$B$	Factor geométrico
$C_p$	Calor específico [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]
$D$	Diámetro [m]
$F$	Factor de visión
$Gr$	Número de Grahof
$k$	Conductividad térmica [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]
$L$	Longitud [m]
$NTU$	Número de unidades de transmisión
$P$	Separación [m]
$P_c$	Perímetro de la sección de transferencia de calor
$Pr$	Número de Prandelt
$Q$	Potencia térmica [W]
$q''$	Flujo diferencial de calor [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$R$	Resistencia térmica [ $\frac{K}{W}$ ]
$Re$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura [K]
$UA$	Inverso de la resistencia térmica total [ $\frac{W}{K}$ ]
$v$	Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ]
$\beta$	Coeficiente de expansión térmica [ $K^{-1}$ ]
$\varepsilon$	Emisividad
$\mu$	Viscosidad [ $Pa \cdot s$ ]
$\rho$	Densidad [ $\frac{kg}{m^3}$ ]
$H$	Altura de la torre [m]

### Subíndices

---

2	Referente a la siguiente sección diferencial
316	Acero Inoxidable 316
625	Acero Inconell Alloy 625

<i>air</i>	Aire
<i>amb</i>	Ambiente
<i>cond</i>	Conducción
<i>conv</i>	Convección
<i>D</i>	Diámetro
<i>dif</i>	Diferencial
<i>e</i>	Perteneciente a la cara externa
<i>ef</i>	Eficiente
<i>ei</i>	Entrada a la sección diferencial de la región anular de la bayoneta
<i>eo</i>	Salida de la sección diferencial de la región anular de la bayoneta
<i>ext</i>	Externo (sencillo)
<i>extem</i>	Externa de tubo donde se producen pérdidas convectivas (bayoneta)
<i>f</i>	Movimiento forzado del aire
<i>fin – t</i>	Extremo superior de la bayoneta
<i>g</i>	Visión del ambiente exterior
<i>h</i>	Convección en el ambiente exterior
<i>h</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Perteneciente la cara interna
<i>ii</i>	Entrada a la sección diferencial del tubo interior de la bayoneta
<i>in</i>	Entrada sección diferencial
<i>int</i>	Interno (sencillo)
<i>io</i>	Salida de la sección diferencial del tubo interior de la bayoneta
<i>iter</i>	Recalculadas
<i>masa</i>	Referente al flujo másico que circula por un tubo
<i>med</i>	Medio
<i>n</i>	Movimiento por convección natural del aire
<i>new</i>	Nuevo valor del parámetro
<i>out</i>	Salida sección diferencial
<i>panel</i>	Panel
<i>R</i>	Visión de la superficie re-radiante
<i>rad</i>	Radiación
<i>rec</i>	Receptor
<i>sal</i>	Sales
<i>solar</i>	Solar
<i>sub</i>	Referente a la subida de las sales al receptor
<i>surr</i>	Alrededores
<i>t</i>	Tubos
<i>T</i>	Equivalente total
<i>temp</i>	Referente a la temperatura del extremo superior de la bayoneta
<i>wall</i>	Superficie externa del tubo

# 1. Introducción

---

El Sol es una esfera de gases a alta temperatura con un radio que oscila los 700,000 km. Su interior es un gran reactor de fusión nuclear en el que se llegan a alcanzar temperaturas que rondan los 20 millones de Kelvin. En la corona solar, situada a una distancia de aproximadamente 2,000 km de la periferia del Sol, la temperatura se sitúa en el millón de Kelvin, lo que produce emisiones de radiación de alta energía. Dicha radiación se expande hacia el exterior, alcanzando parte de la misma la superficie terrestre (1).

La emisión constante de radiación por parte de este Astro hace que sobre la superficie de la atmósfera terrestre llegue un flujo de radiación de  $1367 \frac{W}{m^2}$  del cual, aproximadamente un 30% se refleja nuevamente hacia el exterior, y un 70% penetra en el interior de la atmósfera. El valor del flujo de radiación recibe el nombre de constante solar. La energía en forma de radiación que alcanza la superficie de la atmósfera durante un año posee 20 veces la energía almacenada de todos los combustibles fósiles presentes en la Tierra.

Dado que las previsiones más optimistas garantizan el fin de los combustibles fósiles en un plazo no superior a los 50 años, alternativas como el aprovechamiento de la radiación solar para la generación eléctrica así como para la producción de calor útil resultan de vital importancia para garantizar el suministro energético en un futuro. En la actualidad, se emplean dos tecnologías para el aprovechamiento de la energía solar: las instalaciones termosolares y las instalaciones fotovoltaicas.

Las instalaciones fotovoltaicas permiten la producción exclusivamente de energía eléctrica. Poseen la gran ventaja de realizar una transformación de la radiación solar que alcanza su superficie en corriente eléctrica de forma directa, sin pasar por transformaciones en otras formas de energía intermedias para lograr el aprovechamiento, con la mejora en el rendimiento que ello conlleva. La captación y conversión de la radiación se lleva a cabo en las células solares que a su vez se ven agrupadas en módulos. Estas células poseen un material semiconductor que se excita cuando la radiación solar alcanza su superficie, creando una diferencia de potencial entre los electrodos unidos al sólido semiconductor (2).

En el caso de las instalaciones termosolares, buscan el aprovechamiento de la radiación solar para elevar la temperatura de un fluido. Posteriormente, la energía almacenada en este fluido se puede aprovechar como calor útil o bien, y siempre que la temperatura del fluido sea lo suficientemente elevada, para la generación eléctrica por medio de un bloque de potencia.

En función de la temperatura máxima alcanzada, se realiza una clasificación en tres tipos de instalaciones termosolares:

- **Baja temperatura:** La temperatura alcanzada por el fluido no supera los 100°C. Como elemento para la captación solar se emplea un colector plano, el cual consta de un circuito interno por el que se hace circular el fluido de trabajo. El colector consta de una cubierta protectora de alta transmitividad que permite el paso de la radiación procedente del sol. Esta radiación alcanza la superficie de la placa absorbedora convirtiéndose en calor que se cede al fluido térmico que circula por el sistema de tuberías instaladas en el interior de la placa absorbedora. Como consecuencia de esta conversión de radiación en calor la superficie de la placa alcanza una temperatura elevada y dado que el ambiente que lo rodea se encuentra a una temperatura inferior, esta cede espontáneamente calor por medio de convección y radiación. Es aquí donde la cubierta protectora cobra especial protagonismo, pues además de la protección del resto de elementos frente a las condiciones climáticas o golpes de algún objeto, impiden el contacto directo del aire exterior con la superficie de la placa. Por ello, las pérdidas convectivas se ven disminuidas, y en el caso de los colectores de vacío, prácticamente se eliminan. Por otro lado, esta placa también dificulta la pérdida de calor por radiación, ya que la placa provoca un efecto invernadero sobre el colector dejando pasar la radiación solar hacia el interior y dificultando la salida de la radiación emitida por la placa dada su alta temperatura, que a diferencia de la radiación procedente del sol, es de baja energía y baja frecuencia (3).
- **Media temperatura:** Existen dos tipos de tecnología fundamentalmente que se pueden catalogar dentro de este grupo, en los que las temperaturas del fluido calorportador oscila entre los 100 °C y 300 °C (4).
  1. *Colectores solares de concentración:* La principal diferencia que albergan con el grupo anterior es que estas instalaciones poseen un sistema de concentración solar mediante el uso de lentes o espejos que nos permitan redireccionar la radiación, ya que de lo contrario, sería imposible alcanzar temperaturas que permitiesen generar vapor para su posterior turbinado. En este grupo se encuentran las centrales de concentración lineal. Este tipo de centrales poseen una serie de módulos que constan de los tubos absorbedores por los que circula el fluido a calentar así como de los espejos de forma parabólica que concentran la radiación en la línea focal, posición en la que se fijan los tubos. Esta tecnología es de las más extendidas actualmente



y en la actualidad podemos encontrar centrales de producción cuyas potencias oscilan entre los 30 y 2000 kW, aunque también son utilizadas para la generación de vapor en procesos industriales. Dadas las temperaturas de trabajo, que no suelen superar los 300 °C, en estas centrales se opta por el uso de fluidos térmicos como aceites o sales fundidas, las cuales poseen unas propiedades térmicas más favorables en comparación con el agua.



**Ilustración 1: Instalación de colector solar parabólico en Duba (Arabia Saudí)**  
**Fuente: (24)**

2. *Colectores solares de vacío:* Se trata de una solución intermedia entre los colectores planos y los colectores cilindro parabólicos. Generalmente no cuentan con ningún sistema de concentración por medio de lentes como en el grupo anterior. Este tipo de colectores está formado por dos tubos concéntricos: un tubo interior por el que pasa el fluido de trabajo que deseamos calentar. La superficie externa de este tubo suele ser de tipo selectiva de forma que minimiza las pérdidas por radiación hacia el exterior como consecuencia de la temperatura que este alcanza. Por otro lado, la misión del tubo exterior es garantizar que se mantenga el vacío eliminando prácticamente en su totalidad las pérdidas por convección. El tubo exterior por tanto debe poseer una alta transmitividad para permitir el paso de la radiación que alcanza su superficie hacia el tubo interior. Al igual que la cubierta en los colectores planos, dificulta el avance hacia el exterior de la radiación emitida por el tubo interior como

consecuencia de su alta temperatura. Por norma general, estos sistemas permiten obtener temperaturas que rondan los 120°C

- **Alta temperatura:** Aquellas centrales donde la temperatura supera los 300°C entran dentro de esta clasificación. Existen dos tecnologías fundamentales (5):

1. *Discos parabólicos:* Consta de un concentrador de forma paraboloide que concentra la radiación en el receptor situado en su región focal, llegando a alcanzar relaciones de concentración que pueden ir desde 60 a 2000. Acoplado al receptor, este sistema cuenta con un motor tipo Stirling en el que el foco caliente es el propio receptor. No obstante, existen sistemas que carecen del motor Stirling, optando por la conducción del fluido térmico de todos los discos hacia un sistema de conversión de potencia. La potencia unitaria de estos sistemas no supera los 25000 kW (6).
2. *Centrales tipo torre:* Es en este tipo de centrales en las cuales se va a centrar este proyecto. Constan de un conjunto de concentradores cuasi-planos denominados heliostatos los cuales concentran la radiación solar que alcanza su superficie en un punto situado en lo alto de una torre, posición en la que se encuentra el receptor. Por él se hace circular un fluido calorportador que eleva su temperatura para posteriormente ser almacenado con el fin de alimentar una planta de generación eléctrica tipo Rankine adosada al mismo al ritmo que la propia planta demanda calor.

A su paso por la atmósfera, la radiación se encuentra a su paso partículas en suspensión, gases y vapor de agua que desvían la dirección de la radiación. Esto hace que podamos diferenciar entre dos tipos fundamentales de radiación: radiación directa, aquella que no sufre variaciones en su dirección a su paso por la atmósfera y radiación difusa, la cual sí sufre cambios en su dirección. Centrándonos en los captadores solares de las centrales para el aprovechamiento térmico de la radiación, pueden aprovechar exclusivamente la radiación directa. Esto hace que estas centrales solo resulten viables en aquellas regiones del planeta donde hay escasa nubosidad a lo largo del año, puesto que cuando la radiación procedente del sol no puede alcanzar directamente la superficie de los captadores, las centrales termosolares no pueden trabajar (7)

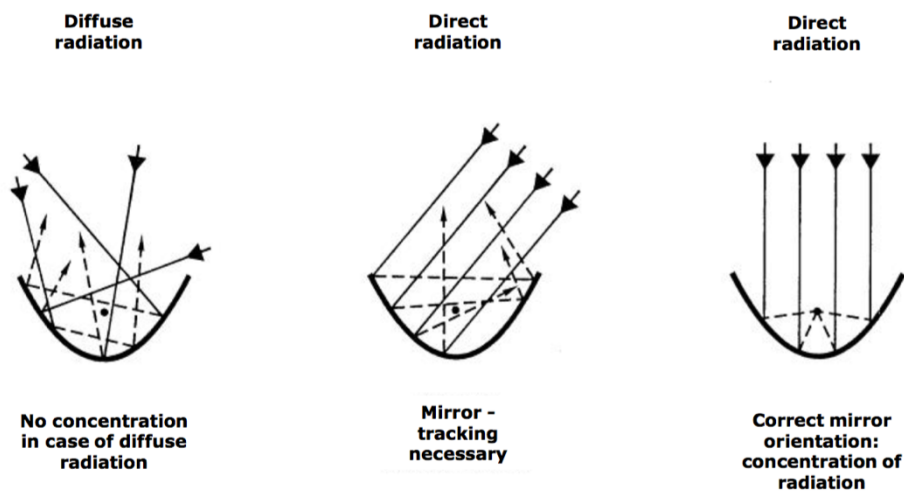


Ilustración 2: Redirección de la radiación solar en un concentrador parabólico - Fuente: (31)

Atendiendo a la importancia que para las instalaciones termosolares tiene la recepción de la radiación solar directa, podremos evaluar las zonas donde su instalación resulta más aconsejable. En la siguiente imagen podemos apreciar como nuestro planeta se encuentra inclinado con respecto al Sol un ángulo de  $23,5^\circ$  (8).

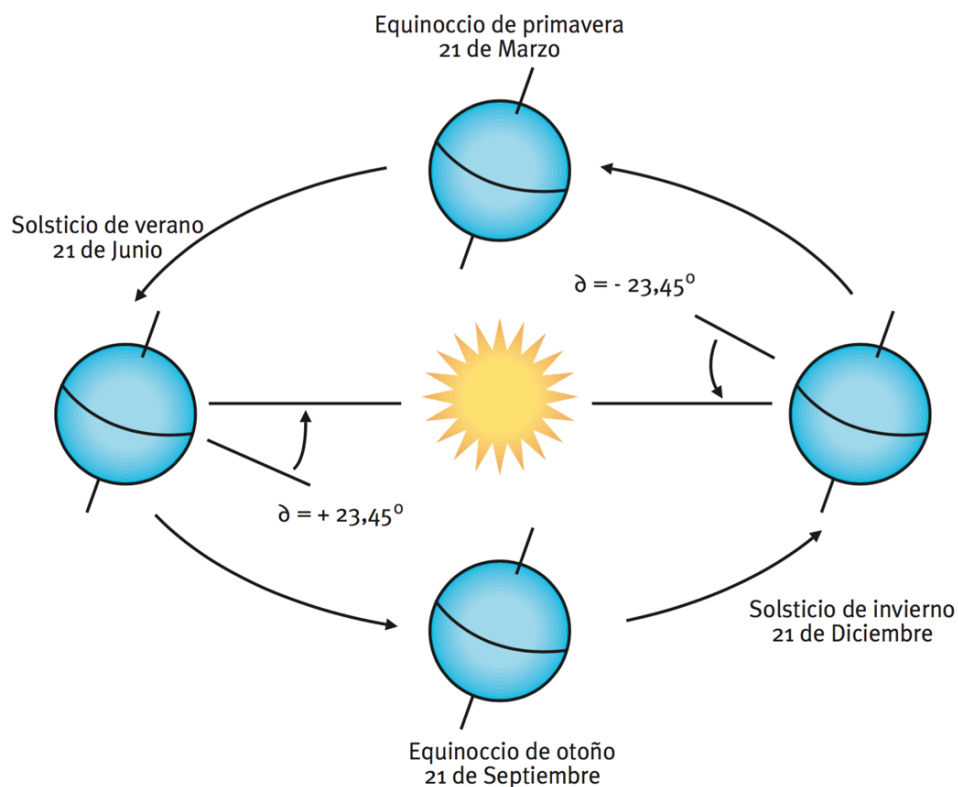
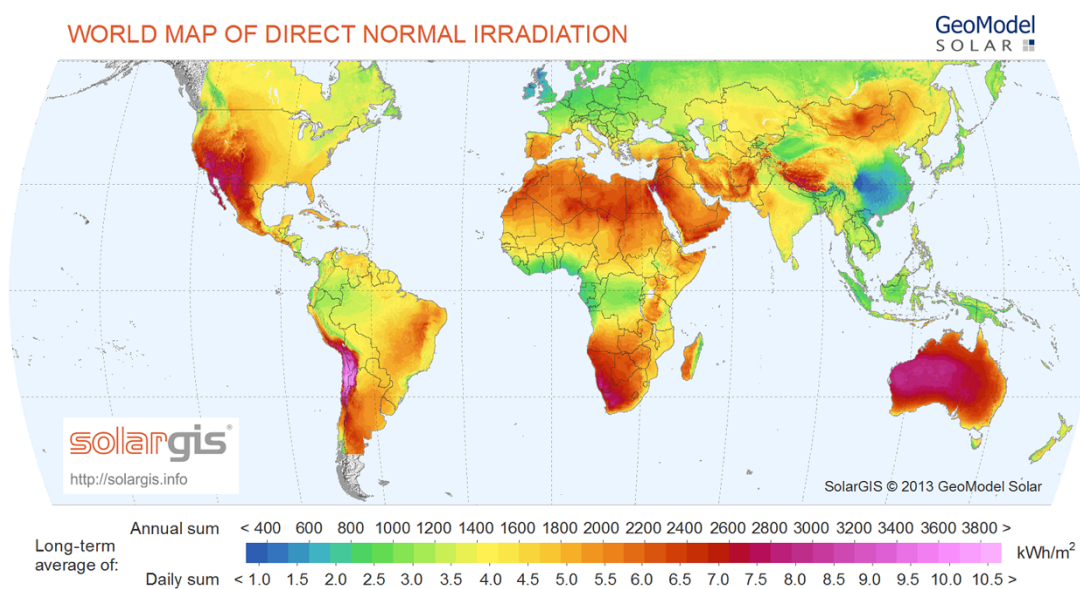


Ilustración 3: Órbita terrestre alrededor del Sol - Fuente: (10)

En aquellas regiones del globo donde la recepción de la radiación de produzca de forma más perpendicular, mayor cantidad de radiación solar directa recibirá. Esta zona hace referencia a los trópicos. Por el contrario, cuanto más nos aproximamos a los polos, observaremos como la radiación llega a la superficie terrestre de forma más oblicua, lo que implica menor cantidad de radiación directa, dificultando el trabajo de estas centrales. Por encima y por debajo de los trópicos de Cáncer y Capricornio respectivamente son por tanto las zonas de mayor interés para la instalación de estas centrales, dado que los rayos inciden perpendicularmente y además son los puntos donde la capa atmosférica a atravesar es más fina.



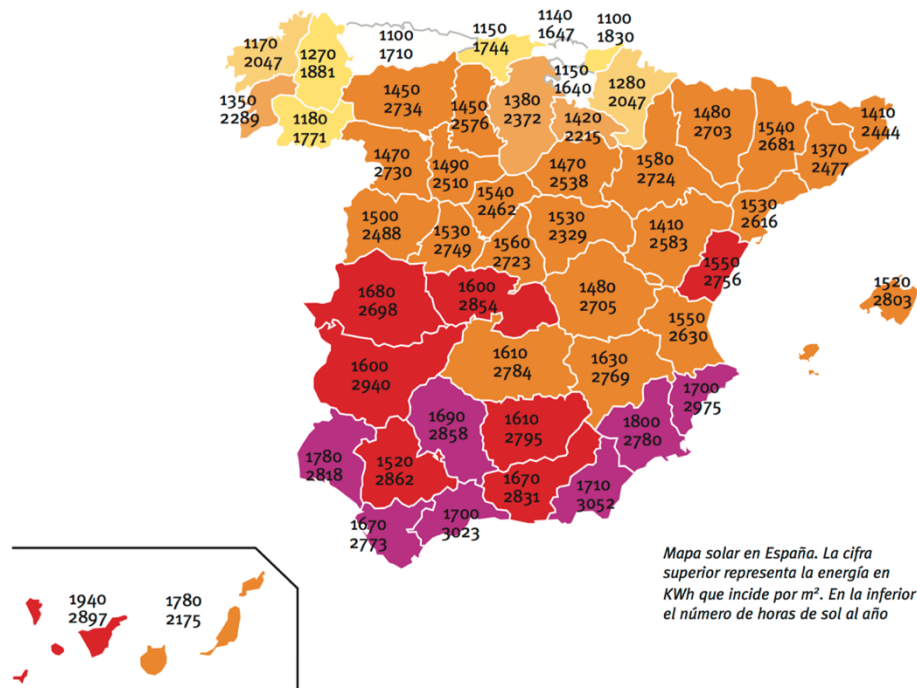
**Ilustración 4: Mapa radiativo mundial - Fuente: (9)**

Además de la situación geográfica, es necesario tener en cuenta la climatología de la zona donde se quiere instalar una de estas centrales, dado que en zonas situadas al norte de Europa, a pesar de que la radiación solar total tiene valores medios de  $1000 \frac{kW}{m^2}$ , dada la alta nubosidad y humedad de esta región provoca que gran parte de esta radiación vea modificada su dirección a su paso por la atmósfera.

Por esto último, España es un territorio privilegiado donde resulta especialmente interesante la instalación de este tipo de centrales, pues nuestro país cuenta con 2,500 horas de sol garantizadas estadísticamente (1) de forma anual y además está situada entre los 36° y 40° latitud Norte. Esto hace que de los  $1500 \frac{kW}{m^2}$  de radiación media que llega en total a nuestro país, un alto porcentaje de esta energía sea susceptible de ser aprovechada por las centrales termosolares.

El mapa de radiación solar aportado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía da constancia de lo interesante que resulta para España este tipo de

energía, logrando no solo un menor impacto medio ambiental sino además disminuyendo la dependencia energética de nuestro país, el cual es fundamentalmente importador de energía.



**Ilustración 5: Mapa solar en España - Fuente: (10)**

Por los motivos anteriormente aportados, nuestro país resulta un territorio interesante en el que llevar a cabo la instalación de cualquier tipo de central termosolar, no obstante, y dada la gran dependencia que sufre nuestro país en la obtención de energía eléctrica, alternativas como las centrales termosolares de alta temperatura cobran especial importancia. En este proyecto nos centraremos en las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre, por lo que estudiaremos individualmente cuáles son las ventajas e inconvenientes que nos ofrece esta novedosa tecnología.

- **Ventajas medioambientales:** En la actualidad, las principales formas de energía que disfrutamos son limitadas (carbón, petróleo y gas natural). Todas ellas, además de ser una fuente limitada en el tiempo, su quema produce emisiones a la atmósfera que repercuten de forma negativa en el medio ambiente provocando fenómenos no deseados como es el cambio climático, o la lluvia ácida. Las ventajas en este campo son:
  1. La producción de electricidad por medio de estas centrales no produce ningún tipo de emisiones a la atmósfera, ni de elementos nocivos para la salud humana ni gases contaminantes.
  2. La fuente de energía aprovechada es inagotable a muy largo plazo.

3. Tras su periodo de explotación, la huella ecológica es mínima

Dentro de estas ventajas, y añadiendo los intereses políticos, el uso de la energía solar, catalogada dentro del grupo de energías renovables ayuda a los países que por ella opten a cumplir los distintos compromisos energéticos alcanzados internacionalmente, como por ejemplo el acuerdo firmado por los países que conforman la Unión Europea denominado PER 2011-2020, mediante el cual los países se comprometían a que en el 2020, el 20% de la energía eléctrica producida en Europa tuviese un origen renovable (10).

Debemos remarcar no obstante que a pesar de las numerosas ventajas que suponen el uso de la energía solar en estas centrales, también poseen algunas desventajas desde el punto de vista medio ambiental:

1. La instalación de una central termosolar de alta temperatura requiere un espacio elevado, por lo que tendrá una repercusión sobre la fauna y la flora del lugar.
  2. La zona donde se lleva a cabo la instalación de estas centrales requiere un acondicionamiento que permita el acceso para el mantenimiento y otras tareas. Dado que estas instalaciones suelen estar alejadas de zonas urbanizadas, esto posee un importante impacto sobre las zonas colindantes.
  3. A pesar de que durante la fase de explotación no se produce contaminación, esto no hace referencia al proceso de producción de equipos, el cual no está exento de realizar emisiones perjudiciales para el medio ambiente
- **Ventajas socio-económicas:** Como cualquier nueva instalación para la generación eléctrica requiere de personal para la fase de producción así como explotación y mantenimiento. Esto se traduce en creación de empleos en las regiones que acogen estas centrales. Dado el requerimiento de grandes espacios para la instalación del campo de heliostatos de la central, generalmente se evalúan su construcción en zonas rurales o desérticas donde la generación de empleo para la distribución de la riqueza se hace importante. No obstante, debemos destacar la autonomía en el funcionamiento de dichas plantas tras su producción, requiriendo escaso personal para su mantenimiento.

Desde el punto de vista puramente económico, en la actualidad estas centrales producen electricidad a un precio que se encuentra por encima de lo que pueden hacerlo las centrales convencionales. Debemos tener en cuenta, no obstante, que se encuentran aún en fase de investigación y sus principales ventajas no se



encuentran en el abaratamiento de los costes de producción, sino en la reducción del impacto medioambiental que su uso produce así como suponer una alternativa real al uso de combustibles fósiles para la producción de electricidad. No obstante, en un futuro, y dado que no dependería de las oscilaciones del precio del crudo o carbón, podría suponer una homogeneización en el precio de la electricidad.

## 1.1 Motivación del proyecto

---

Como consecuencia del rápido crecimiento demográfico que se ha producido en las últimas décadas en el mundo, la demanda energética ha sufrido un aumento inesperado provocando un estado de inquietud a la hora de calcular el tiempo para el agotamiento definitivo de los combustibles fósiles. Si bien es cierto que las previsiones más optimistas no auguran un plazo superior a los 50 años (11), este tiempo es un periodo corto para la instalación de centrales alternativas que aprovechen exclusivamente energías renovables y que permitan mantener el ritmo de abastecimiento que las centrales convencionales realizan actualmente.

Existen numerosas alternativas de producción eléctrica a partir de energías renovables, pero el principal inconveniente que la mayor parte de ellas presentan es la gran dependencia que sufren con respecto a las condiciones climáticas. Esto no supondría un problema si el abastecimiento energético por parte del medio fuese suficiente, y además fuésemos capaces de almacenar la energía eléctrica producida en estas centrales, no obstante, en la mayor parte de ellas tales como los parques eólicos, las centrales de energía maremotriz, o incluso en los parques fotovoltaicos, la generación de electricidad se produce en el mismo momento en el que el medio aporta la energía y por tanto esta es inyectada directamente a la red. El almacenamiento de electricidad a gran escala sigue siendo a día de hoy una tarea pendiente, y dado que la demanda eléctrica no siempre irá acorde con la producción de la misma, es aquí donde las alternativas renovables encuentran su principal hándicap.

Las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre poseen la capacidad de producir una cantidad de potencia eléctrica nada desdeñable en comparación con otras formas de obtención de electricidad por medio de fuentes renovables como los parques de paneles fotovoltaicos. Un ejemplo de ello es la central PS10 instalada en Andújar (Sevilla), que posee una producción de 11 Mwe (12). Una de las principales cualidades de este tipo de centrales es su capacidad de almacenar la radiación captada en forma de calor en el interior del fluido térmico a su vez almacenado en tanques, a la espera de dicho calor sea requerido para alimentar el ciclo de potencia adosado, cuyo ritmo de producción depende a su vez de la demanda eléctrica. Es por ello que las centrales

termosolares de alta temperatura de tipo torre se plantean como una alternativa real y funcional a las centrales convencionales.

Es el momento por tanto de aunar esfuerzos y continuar investigando en esta dirección, ya que esta tecnología ha demostrado su viabilidad como medio de producción eléctrica, y por tanto resulta especialmente interesante intentar mejorar la eficiencia de las mismas buscando la forma de optimizar el diseño de cada uno de sus componentes, dado que al ser una tecnología tan reciente, es necesario que esta sea desarrollada completamente, atendiendo a las numerosas mejoras que pueden añadirse a los diseños que se han llevado a cabo hasta la actualidad.

## 1.2 Objetivos del proyecto

---

El presente proyecto tiene el objetivo fundamental de buscar un diseño óptimo del receptor de una central termosolar de alta temperatura tipo torre, evaluando al mismo tiempo el comportamiento teórico de un receptor con tubos tipo bayoneta con respecto a un receptor convencional en la búsqueda de la mejora del rendimiento general de esta parte de la central. Nuestra intención en este proyecto es mejorar una de las partes más críticas de una central de estas características, dado que es el punto donde se produce la captación de la radiación que finalmente podrá ser aprovechada y transformada en energía útil. Dado que este elemento de la central se encuentra sometido a unas condiciones de trabajo extremas, mejoras en el diseño que se ha llevado hasta ahora puede suponer el aumento de la rentabilidad de producción de estas centrales, y por tanto avanzar en el camino de la sustitución de las centrales convencionales alimentadas por combustibles fósiles

Los principales objetivos de este proyecto son:

1. Estudiar el funcionamiento general de este tipo de centrales, y entender el funcionamiento general de cada una de las partes que la conforman, pudiendo así comprender las limitaciones en el funcionamiento.
2. Análisis de cada una de las partes que conforman un receptor habitual de estas centrales con el fin de tener un punto inicial de diseño y poder evaluar las modificaciones necesarias para la instalación de tubos bayoneta en lugar de tubos convencionales.
3. Estudio y selección del fluido térmico a utilizar evaluando las ventajas e inconvenientes que ofrecen las distintas opciones actuales del mercado.



4. Desarrollo de dos modelos de cálculo por medio del software de cálculo numérico Matlab R2015a, de tal forma que nos permita calcular la distribución de temperaturas y demás propiedades de las sales a lo largo del sistema de tuberías del receptor en función del mapa radiativo, ajustando el valor del flujo másico para lograr el salto térmico en las sales deseado desde los 290 °C a los 565 °C. El software analizará distintos receptores en los que se variará número de paneles así como diámetros tanto en tubo sencillo como bayoneta.
5. Análisis del comportamiento de los distintos receptores en búsqueda del mejor diseño, comparando los resultados entre la opción de tubo sencillo y el tubo bayoneta, atendiendo a tres parámetros fundamentales:
  - a) La eficiencia general del receptor, teniendo en cuenta todas las pérdidas de calor en relación a la radiación concentrada recibida
  - b) La pérdida de carga de las sales a su paso por el sistema de tuberías
  - c) La temperatura máxima alcanzada por las sales

### 1.3 Estructura del proyecto

Para alcanzar los objetivos marcados anteriormente, el trabajo se ha estructurado en una serie de fases:

1. En la primera etapa fue necesario llevar a cabo una profunda documentación en relación a este tipo de centrales, mediante la lectura de libros y artículos actualizados así como trabajos de fin de Grado referenciados en la bibliografía con el fin de conocer el estado del arte de esta tecnología, y poder evaluar mi aportación personal en las investigaciones que actualmente se están llevando a cabo.
2. En la segunda etapa fue necesario plantear el problema del diseño del receptor forma genérica, y así poder realizar las simplificaciones necesarias con el fin de posteriormente implementar dicho problema en el software Matlab R2015a. El uso de este software fue imprescindible ya que permite automatizar el cálculo en todos los receptores, almacenando los cálculos para las posteriores fases.
3. Tras obtener los resultados, estos fueron comparados con los análisis llevados a cabo en centrales que actualmente están en funcionamiento, con el fin de comprobar la validez de los mismos.

4. La siguiente tarea fue representar los resultados para posteriormente poder analizar los diseños que cumplían las especificaciones impuestas así como analizar la viabilidad del uso de los diseños del tubo bayoneta frente a los tubos sencillos que se vienen utilizando en la actualidad
5. Redacción de la memoria

## 2. Análisis de las centrales termosolares de alta temperatura

---

El principio de funcionamiento de las plantas termosolares tipo torre se basa fundamentalmente en la redirección de la radiación solar que alcanza la superficie de cientos de espejos que reciben el nombre de heliostatos, de tal forma que dicha radiación se concentre en la superficie de un receptor situado en el punto más alto de una torre.

El conjunto de heliostatos se sitúa alrededor de la torre central de forma estudiada con el fin de optimizar la recepción de dicha radiación. Para ello además cada uno de los heliostatos posee un sistema individualizado de seguimiento con dos grados de libertad que no solo optimiza el seguimiento sino que además hace que el ángulo de incidencia tienda a ser nulo.

La radiación concentrada llega finalmente al receptor, el cual en función de la configuración implantada y el fluido empleado dará lugar a varios tipos de configuración para el ciclo de potencia adyacente encargado de la obtención de energía eléctrica a partir de la radiación solar captada. Así pues, en la configuración solo-primario (13) es el fluido que posteriormente circulará por el ciclo de potencia es a su vez el encargado de circular a través del receptor. Esta configuración, no obstante, no es la más habitual dado que a pesar del aumento de la eficiencia que conlleva el intercambio directo con el fluido de trabajo, sin pérdidas en intercambiadores secundarios, dificulta el mantenimiento de un régimen de generación eléctrica homogéneo. En otras palabras, en esta configuración al no permitir ningún tipo de almacenamiento energético, la generación eléctrica es plenamente dependiente de la radiación recibida en cada instante, y por tanto no permite compensar las diferencias que puedan existir entre la oferta y la demanda.

Con el fin de suplir la dificultad que supone el uso de un único circuito térmico, es habitual que en estas centrales se utilice un circuito secundario, cuyo fluido térmico es

el encargado de circular a través del receptor. En la actualidad, el fluido más empleado dadas sus propiedades térmicas es una mezcla de sales fluidas, formadas en un 60% por  $\text{NaNO}_3$  y el 40% restante por  $\text{KNO}_3$  (14). Gracias a un sistema de bombeo instalado en el circuito secundario, las sales circulan por el conjunto de tuberías situadas en el receptor. La radiación, al incidir sobre la superficie de los tubos, se convierte en calor que se transfiere al interior de estos. Dado que por el interior de los tubos se encuentran las sales circulando, estas captan el calor procedente de la radiación elevando su temperatura. El fluido térmico, que puede salir del receptor a temperaturas que varían entre los 500 °C y 1400 °C en función de la radiación recibida y la tecnología empleada en el receptor, pasa a un sistema de almacenamiento, el cual constará de dos tanques, uno para el almacenamiento de sales a alta temperatura, y otro para las sales enfriadas que se encuentran a la espera de pasar nuevamente por el receptor.

Junto al sistema de almacenamiento se encuentra el bloque de potencia. Por medio de un intercambiador de calor, se realiza la extracción del calor de las sales calientes, de forma que lograremos calentar el agua hasta la obtención de vapor, el cual circulará por el ciclo de potencia encargado de la producción de la energía eléctrica que se podrá inyectar en la red.

Diferenciamos por tanto 4 elementos fundamentales que conforman la central termosolar tipo torre: el sistema de almacenamiento, el campo de heliostatos, el receptor y el bloque de potencia.

## 2.1 Partes de una central termosolar de alta temperatura tipo torre

---

### **El sistema de almacenamiento**

El sistema de almacenamiento de las centrales termosolares tipo torre cuentan con dos tipos de tanques interconectados entre sí. Por un lado se encuentran los tanques de sales calientes, los cuales deben almacenar las sales procedentes del receptor a alta temperatura, evitando que el calor se pierda con el fin de minimizar las pérdidas. Por otro lado, se encuentran los tanques de sales frías, donde si bien es cierto que dado que la temperatura de las sales es más baja, deben impedir que la temperatura de las mismas decaiga por debajo de la temperatura de cristalización.

El funcionamiento de este sistema es el siguiente: Cuando el ciclo de potencia reclama vapor, se comienzan a bombear sales calientes que se dirigen hacia un intercambiador externo, donde por el lado frío circula el agua que deseamos evaporar y sobrecalentar. Tras la cesión de calor las sales, ya a baja temperatura, se dirigen hacia

los tanques de sales frías a la espera de ser nuevamente bombeadas hacia el receptor reiniciando nuevamente el ciclo.

El objetivo fundamental de esta parte de la instalación es compensar las diferencias que pueda haber entre la demanda y la generación eléctrica. Dado que el ambiente que rodea el tanque se encuentra a una temperatura muy inferior a la que se encuentran las sales del interior de los tanques, de forma espontánea se produce una cesión de calor desde el interior del tanque hacia el ambiente, lo que no resulta deseable pues es energía que se ha logrado captar y no ha pasado a ser energía útil. Es por tanto importante optimizar el diseño de estos sistemas y añadir los elementos necesarios con el fin de minimizar las pérdidas (15).

- **Diseño:** Minimizando el área de transferencia de calor, conseguiremos el objetivo que buscamos. Evaluando las distintas formas geométricas posibles, llegamos a la conclusión de que es la forma esférica la que para un mismo volumen, posee un menor área. No obstante, dadas las dificultades que supone su producción así como su posterior instalación y mantenimiento en una posición fija, en la actualidad se ha optado por la producción de tanques de almacenamiento cilíndrico que mantienen en la medida de lo posible la misma altura y radio, es decir, se busca una relación de aspecto igual a 1 (13).
- **Aislantes térmicos:** Con el fin de disminuir el coeficiente global de transferencia de calor entre las sales calientes y el ambiente se recubre la superficie del tanque con aislante térmico como la lana mineral, que dada su baja conductividad térmica dificultan el avance del calor hacia el exterior (13).

### **El campo de heliostatos**

En primer lugar, es necesario dar una breve definición de lo que es un heliostato, el cual es una superficie cuasi-plana de alta reflectividad cuya función consiste en reflejar la radiación directa que alcanza su superficie redirigiéndola hasta el punto deseado, es decir, la superficie del receptor. Cada heliostato consta de un conjunto de espejos cuasi-planos denominados facetas, las cuales suelen estar fabricadas a partir de vidrio sobre el que se añade una capa de aluminio o plata, lo que le otorga unos índices de reflectividad que pueden alcanzar el valor de 0.9 (16). Dichas facetas se sostienen sobre una estructura, la cual se trata de una celosía metálica que a su vez se encuentra conectada a un conjunto de motores que permiten el movimiento de la estructura. De esta forma, se logra un adecuado seguimiento solar. Gracias a la ligera curvatura que poseen los heliostatos haciendo que la superficie no sea perfectamente plana, logran concentrar la radiación solar que alcanza su superficie en un único punto (17).

La distribución de los heliostatos con respecto a la torre vendrá condicionado por el terreno en el que se sitúe la central, por el tamaño deseado para la planta y la propia

posición prevista para el receptor. Existen dos configuraciones posibles para la colocación de los heliostatos:

- **Campo circular:** En esta opción los heliostatos se colocan alrededor de la torre
- **Campo Norte-Sur:** Los heliostatos se colocan únicamente en uno de los lados de la torre. La colocación en un lado u otro dependerá exclusivamente de la latitud del emplazamiento, así en el hemisferio Norte se optará por el uso de un campo Norte mientras que en el hemisferio Sur será uno de tipo Sur (18).

A la hora de elegir entre estas dos configuraciones se suele evaluar la distancia del emplazamiento con respecto al Ecuador, ya que los campos circulares presentan un rendimiento anual superior cuanto más próximos nos encontremos a él.

Como se ha comentado anteriormente, el sistema de seguimiento solar que posee cada heliostato tiene a su vez dos grados de libertad, permitiendo rotar a la superficie modificando los ángulos acimutal y de elevación, de esta forma se compensa la variación de la posición solar a lo largo de la jornada, optimizando la reflexión de la radiación directa.

En la actualidad se continúa investigando en la reducción del coste de estos dispositivos por medio del uso de nuevos materiales, generalmente poliméricos que otorguen valores de durabilidad y propiedades ópticas similares a las actuales pero con costes de fabricación mucho más bajos.

### **El receptor**

Para permitir la concentración de la radiación y su redirección, el receptor se sitúa en el punto más elevado de una torre. Generalmente, esta torre suele tener una altura que ronda los 100 metros. Aunque puede ser construida a partir de diversos materiales, dada la durabilidad y fiabilidad que ofrece el hormigón, este suele ser el material elegido en la mayor parte de las instalaciones, no obstante, también existen torres cuya estructura es una celosía metálica.

La función del receptor consiste en transformar la radiación solar en energía térmica que se transfiere al fluido térmico que circula a través de su interior.

Podemos realizar una clasificación entre dos grandes grupos de receptores atendiendo a la forma en la que se transfiere la energía de la radiación solar al fluido térmico:

- **Intercambio directo:** El fluido térmico recibe y absorbe la radiación de forma directa sin que exista ningún elemento intermedio.
- **Intercambio indirecto:** Este tipo de receptor es el más habitual, dado que la mayor parte de los fluidos de trabajo empleados en estas centrales se encuentra

en estado líquido y por tanto se hace indispensable el uso de un medio conductor que capte la radiación y dirija el flujo. Dicho elemento intermedio, o medio conductor posee por tanto la función de convertir la radiación en calor que posteriormente se cede al fluido, generalmente por conducción y convección.

Dentro de este grupo, en función de la configuración empleada, existen distintos tipos de receptores entre los que cabe destacar (19):

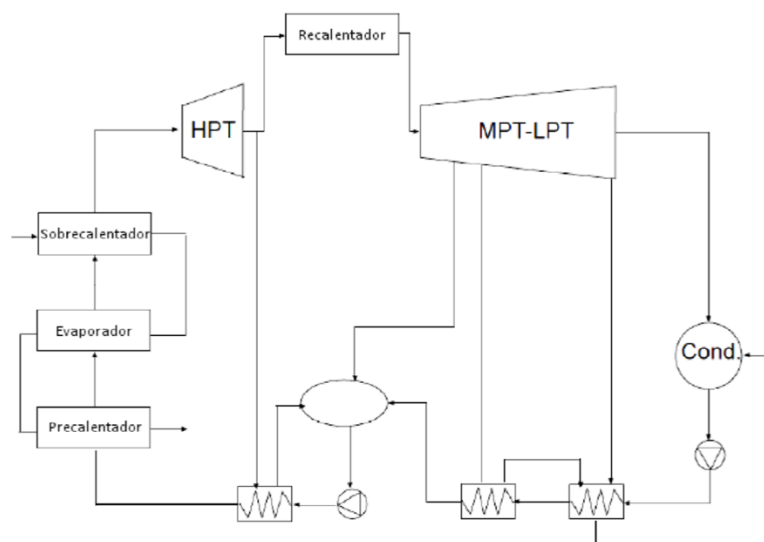
1. **Receptor exterior:** Nuestro proyecto se centrará en este tipo de receptor, el cual consta de una serie de tubos expuestos directamente al ambiente exterior. Por su interior circula el fluido térmico de forma que actúa como refrigerante de los tubos cuya superficie eleva su temperatura al recibir la radiación concentrada. Existen pérdidas por radiación y convección que deben ser consideradas a la hora de llevar a cabo el diseño del receptor.
2. **Receptor de cavidad:** Los tubos se sitúan en el interior de una cavidad que permite el paso de la radiación a través de una abertura. A pesar de que la radiación recibida es inferior, esto se puede ver compensado gracias a la disminución de pérdidas puesto que se evita el contacto directo entre los tubos y el ambiente exterior.
3. **Receptor volumétrico:** El elemento encargado de recibir la radiación procedente de los heliostatos es una matriz porosa de gran superficie lo que permite alcanzar temperaturas en la pared inferiores, disminuyendo consecuentemente las pérdidas. Además el fluido de trabajo, que suele ser aire, se hace circular a través de la propia matriz lo que permite lograr temperaturas de trabajo más elevadas.
4. **Receptor de lecho fluido:** Aunque su uso no está orientado a la generación eléctrica, puede ser empleado en ocasiones en ciclos Bryton. No obstante, suele emplearse para la obtención de aire a alta temperatura para usos industriales. Este tipo de receptor se caracteriza por lograr temperaturas en la superficie receptora mucho más bajas. Dicha superficie está formada por una serie de partículas material refractario que se encuentra en contacto con el fluido que se desea calentar.

### El ciclo de potencia

Su función principal consiste en la obtención de electricidad a partir del calor almacenado en el fluido térmico de los tanques. El fluido que circulará a través del ciclo es habitualmente agua. La temperatura máxima alcanzable en el vapor generado vendrá

limitado a su vez por la temperatura máxima que puedan alcanzar las sales, las cuales no superan habitualmente los  $595^{\circ}\text{C}$  por motivos que posteriormente serán explicados. La temperatura del vapor se situará por debajo de los  $595^{\circ}\text{C}$  y por tanto, el tipo de ciclo que encontraremos habitualmente adosado a las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre es un ciclo Rankine.

El funcionamiento general del ciclo de potencia es el siguiente: El caudal de agua se bombea hacia el intercambiador de sales, donde se producirá la generación de vapor. Este vapor se dirige hacia las turbinas de alta presión, donde gracias a la expansión del fluido se produce una liberación de energía aprovechada por las turbinas, comenzando la generación de electricidad. Cuando el vapor alcanza el punto de saturación, este se redirige nuevamente hacia intercambiadores sal-agua que eleven la temperatura obteniendo nuevamente vapor sobrecalentado, esta vez a baja presión. El vapor se turbiniza nuevamente logrando una mayor producción de electricidad. Con el fin de precalentar el agua que entra a los intercambiadores sal-agua encargados de la generación de vapor, es habitual que en las turbinas se realicen extracciones de vapor o mezcla de vapor-líquido, el cual cede su calor en intercambiadores agua-agua. De esta forma, logramos un mayor aprovechamiento energético aumentando el rendimiento general del ciclo (20).



**Ilustración 6: Esquema de ciclo Rankine - Fuente: (21)**

## 3. El receptor

---

### 3.1 Descripción del sistema

---

Como hemos explicado anteriormente, existen diferentes diseños de receptores, no obstante, y dado que se trata de uno de los modelos más empleados cuando el fin de la central termosolar es la producción de electricidad, nos entraremos en el estudio del receptor exterior. El receptor de la central termosolar de alta temperatura estudiada consta de una gran estructura metálica de diámetro igual a 8,5 metros. Sobre dicha estructura se instalan los diferentes paneles conformados por el conjunto de los colectores y los serpentines de tuberías por los que circulan las sales. La superficie de toda la estructura de soporte es re-radiante.

El funcionamiento del receptor es el siguiente: Tras la recepción de la radiación solar directa en el campo de heliostatos, esta se refleja y dirige hacia lo alto de la torre, posición en la que se encuentra el receptor. Parte de esta radiación incide directamente sobre la superficie de los tubos, de forma que gracias a la elevada absorbitividad de dicha superficie, una fracción importante de esta radiación pasa al interior de los tubos en forma de calor. Debemos tener en cuenta que dado que los tubos se encuentran separados entre sí, la radiación directa concentrada puede colarse por estos espacios sin alcanzar directamente la superficie de los tubos. No obstante, gracias a la superficie re-radiante de la estructura, dicha radiación se refleja nuevamente hacia el exterior de forma que parte de la misma puede alcanzar finalmente la superficie de los tubos, logrando un mejor aprovechamiento de la radiación concentrada y por tanto, aumentando la eficiencia general del receptor.

A pesar del mejor aprovechamiento de la radiación gracias a la superficie re-radiante de la estructura, no toda la radiación reflejada alcanza la superficie de los tubos, y parte de la misma se refleja hacia el exterior, lo que supone una pérdida. Además, y dado el aumento de la temperatura de la superficie de los tubos, estos tienden a ceder calor al ambiente que lo rodea de forma espontánea. Por un lado, el aire que se encuentra en contacto directo con los tubos absorbe parte del calor por medio de la convección. Además, dada la alta temperatura de los tubos estos se convierten en un foco de emisión de radiación hacia el exterior de tipo infrarroja de baja frecuencia. Parte de dicha radiación puede ser alcanzada nuevamente por un tubo anexo, no obstante gran parte de la misma se convierte en una pérdida.



El receptor estudiado está configurado de forma que a la llegada de las sales al mismo, se produzca una división del flujo en dos flujos iguales de forma que cada corriente recorre la mitad del receptor. El flujo principal se introduce en la parte Norte del receptor mientras que tras el calentamiento, el flujo de sales se extrae en el Sur del receptor, de tal forma que existen dos recorridos posibles: lateral Este y lateral Oeste. A lo largo del camino recorrido por cada flujo existen puntos en los que se produce un cruce entre las corrientes que recorren ambos laterales, de tal forma que cada corriente de sales atraviesa partes del lateral Este y del lateral Oeste del receptor. Se pretende de esta forma que la captación de radiación en ambas corrientes sea lo más homogénea posible, pues la radiación recibida por cada lateral del receptor será diferente.

A su llegada a cada panel, la corriente de sales atraviesa el colector de entrada. La función principal que posee esta parte del panel es la distribución de la corriente de sales a su vez en una serie de corrientes del mismo flujo másico, de forma que cada una de las corrientes generadas a partir de la subdivisión de la corriente principal atraviesa uno de los tubos de la parrilla de tubos que conforman el panel. A la salida de los tubos estas corrientes se unifican nuevamente en el colector de sales de salida dirigiéndose hacia el próximo panel. Tenemos por tanto que en los paneles, la corriente de sales atraviesa en paralelo el conjunto de tuberías, mientras que la conexión entre los paneles viene dada en serie, es decir, uno tras de otro.

Cada panel que conforma el receptor está a su vez formado por el sistema de válvulas, tuberías de circulación de las sales, colectores de entrada y salida así como el sistema de soporte tanto para los tubos en los paneles como la estructura general de soporte de los paneles (14).

## 3.2 Análisis de los tubos

---

Una de las partes más importantes del receptor está formada por el serpentín de tuberías por el que circulan las sales. El diseño de dichas tuberías así como la selección de materiales para su fabricación debe ser tal que facilite el avance del calor desde la superficie de los tubos hacia las sales, disminuyendo en la medida de lo posible las pérdidas energéticas. Además, es importante recalcar la elevada corrosividad de estas sales a su paso por el receptor, por lo que además y con el fin de garantizar la mayor durabilidad dichos tubos deben poseer una resistencia suficiente ante la corrosión.

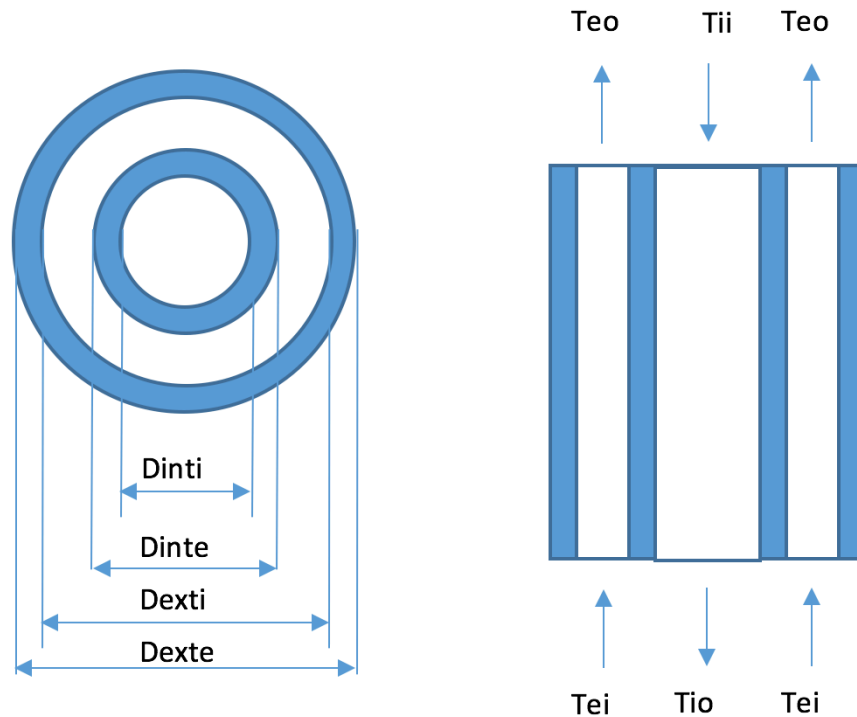
Las investigaciones se han centrado en el estudio de diferentes materiales y diámetros de forma que se pueda llegar a un diseño que maximice la eficiencia del receptor.

En la actualidad, los receptores instalados poseen un sistema de tuberías sencillas en el que durante la fase de diseño se busca mediante la variación de los parámetros anteriormente citados obtener el diseño óptimo que permita obtener los rendimientos más elevados en el receptor, sin que ello suponga un aumento inabordable en el autoconsumo de la planta como consecuencia del aumento de energía requerido por el sistema de bombeo, o que se produzca una degradación de las sales por las altas temperaturas que pueda provocar daños en dichas tuberías.

En este proyecto, buscamos además evaluar el comportamiento de los tubos bayoneta concéntricos en comparación con los tubos sencillos. Evaluar si este tipo de tubos suponen ventajas reseñables frente a los anteriores, es decir, si este nuevo diseño logrará mejorar el rendimiento general del receptor gracias a una mejor absorción del calor recibido desde el campo de heliostatos y además si lograremos mejorar las condiciones de seguridad en esta parte de la planta, dado que el receptor es uno de los elementos más delicados por las extremas condiciones a las que está sometido. Al mismo tiempo deseamos evaluar cuál sería el diseño óptimo siguiendo las pautas empleadas en el diseño del sistema de tubos sencillo.

En primer lugar, debemos definir el comportamiento de los tubos bayoneta, y como su instalación en un receptor de una central termosolar de alta temperatura tipo torre afecta al diseño general del mismo.

Un tubo bayoneta concéntrico está formado por dos tubos concéntricos que subdividen por tanto la sección de paso en dos regiones, una región anular exterior, delimitada por la superficie interna del tubo exterior y la superficie externa del tubo interior y una región circular interna, que estará delimitada exclusivamente por la superficie interior del tubo interior. En uno de los extremos el tubo posee un cabezal de forma semiesférica que tapona el tubo exterior. Dado que el presente proyecto se centra en el análisis del tubo bayoneta exterior, nos centraremos en explicar el funcionamiento del mismo:



**Ilustración 7: Esquema secciones del tubo bayoneta - Fuente: (Propia)**

El fluido térmico se inserta por la región anular, atravesando completamente el tubo hasta alcanzar el extremo opuesto, en la que se encuentra con el cabezal. Gracias a este cabezal el flujo se redirige hacia el conducto interior, de forma que la corriente de sales atraviesa nuevamente el tubo pero en sentido opuesto. De esta forma, la corriente de sales se inyecta y sale por el mismo extremo del tubo. Así lograremos un mayor tiempo de residencia en el interior del tubo y además se producirá una cesión de calor entre las propias corrientes de sales, comportándose cada tubo como un intercambiador contracorriente.

Tanto en los paneles con tubo sencillo como bayoneta, cada panel posee un colector de entrada empleado para la distribución de las sales en los diferentes tubos que conforman el panel. Este está situado en la parte inferior del panel en el caso de los receptores de tubo bayoneta mientras que en los receptores de tubo sencillo se situará en la parte superior o inferior, de forma alternativa con el colector de salida. Se busca una distribución homogénea entre los tubos de forma que la temperatura en ellos no esté descompensada. Esto resulta complicado desde el punto de vista técnico pues dada la diferencia entre la pérdida de carga de que sufren las sales a lo largo del colector, es habitual que los tubos más próximos a la entrada del conducto principal al colector (menos pérdida de carga) posean un flujo de sales mayor. Consecuencia de ello aumenta la velocidad en el interior del conducto y con ello mejoran los coeficientes convectivos de transferencia de calor. Esto se traduce en una disminución en esta zona de la

temperatura superficial del tubo suponiendo que el flujo de calor es constante en cada panel. Por ello los tubos de la parrilla situados en las zonas más extremas de dicha entrada de sales poseerán un mayor riesgo de rotura como consecuencia de la temperatura. No obstante, y dado que esta diferencia no es muy acusada, no será tenida en cuenta en la fase de cálculo del proyecto.

Así mismo, los paneles de tubo sencillo y bayoneta poseen un colector de salida por panel encargado de reunificar las corrientes de sales que circulan por cada uno de los tubos antes de pasar al siguiente panel. Como se ha indicado, en el caso de los receptores de tubos sencillo este se situará en el extremo opuesto al que se haya situado el colector de entrada, variando su posición en cada panel. En el caso de los receptores de tubo bayoneta siempre irá situado en el extremo inferior.

Para la fabricación del tubo sencillo así como el tubo exterior que conforma la bayoneta, se opta por materiales que posean una alta resistencia ante temperaturas elevadas, pues es su superficie donde la radiación incidente pasa a ser calor y por tanto, el punto crítico de mayor temperatura. Nuestro mayor interés desde el punto de vista óptico es que los tubos posean la mayor absorbitividad posible, pues de esta forma lograremos captar la mayor cantidad de radiación. El problema reside en que de forma general este tipo de superficies posee además una elevada emisividad, es decir realizan una cesión al ambiente de radiación infrarroja de baja frecuencia. Para solventar este problema, los tubos expuestos a la radiación concentrada del campo de colectores serán revestidos de un material de alta absorbitividad y moderada emisividad: Black Pyromark.

Generalmente el material optado para la fabricación de este tubo exterior es el acero Inconel Alloy 625. El material pertenece a la marca *Special Metal Corporation* y se trata de un acero austenítico de base níquel-cromo. Observamos las propiedades empleadas en la programación aportadas por el fabricante:

Propiedades Inconel Alloy 625	Unidades	Valor
Calor específico	$\frac{J}{kg * K}$	578
Conductividad térmica	$\frac{W}{m * K}$	19,8
Densidad	$\frac{kg}{m^3}$	8840

Tabla 1: Propiedades Inconel Alloy 625 - Fuente: (22)

Propiedades Black Pyromark	Unidades	Valor
Emisividad	Adimensional	0,82
Absorbitividad	Adimensional	0,95

Tabla 2: Propiedades Black Pyromark - Fuente: (23)

En el caso de los tubos bayoneta, además de poseer un tubo externo, consta de un tubo interno que dado que trabajará en unas condiciones térmicas menos exigentes, podrá ser fabricado de un acero inoxidable más básico, con el consecuente menor coste. Estos tubos constan además de una cubierta superficial que redirige el flujo de sales desde el interior de un conducto hacia el otro. Observamos las propiedades empleadas en la programación aportadas por el fabricante:

Propiedades acero inoxidable 316	Unidades	Valor
Calor específico	$\frac{J}{kg * K}$	502
Conductividad térmica	$\frac{W}{m * K}$	16,3
Densidad	$\frac{kg}{m^3}$	7990

Tabla 3: Propiedades acero inoxidable 316 - Fuente: (24)

## 4. Propiedades de las sales solares

Como se ha explicado anteriormente, es muy habitual que en las centrales termosolares de alta temperatura exista un circuito intermedio de forma que nos permita utilizar distinto fluido para la captación y almacenamiento de la radiación solar y otro para el ciclo de potencia.

En función del rango de temperaturas de trabajo de la central se puede evaluar el uso de un fluido térmico u otro en función de las propiedades térmicas y físicas del mismo. En los colectores de baja temperatura, en los que la temperatura no suele superar los 100°C, dadas sus buenas propiedades y abundancia suele emplearse el **agua** como fluido térmico, al que únicamente en ocasiones se opta por añadirle una pequeña proporción de anticongelantes como el etilenglicol o propilenglicol a pesar de reducir el calor específico, lo que reduce la capacidad de transporte de calor de la mezcla. Este sacrificio se realiza con el fin de lograr reducir la temperatura de congelación, por lo que disminuye el riesgo de que el agua solidifique y cree hielo. Esto supondría un grave problema en aquellas instalaciones en las que el fluido permanece en el interior de las tuberías durante el periodo de inactividad de la central, como por ejemplo las noches,

en las que además las temperaturas son las más bajas del día. El aumento de volumen que sufre el agua cuando se solidifica podría hacer estallar las tuberías, que no son elásticas, provocando graves daños. Si bien es cierto que en las centrales termosolares de alta temperatura de tipo torre el fluido térmico permanece almacenado en tanques en los periodos de inactividad, se debe tener en cuenta además el rango de temperaturas en las que el fluido térmico debe trabajar. Dado que se supera con creces la temperatura de evaporación del agua, esta pasaría a fase gaseosa con la consecuente variación de sus propiedades térmicas (menor capacidad de transporte energético). Esto unido a la complejidad que supone el movimiento de la masa de vapor hace que descartemos el uso del agua como fluido térmico en este tipo de centrales.

Para trabajar a temperaturas por encima de los 100 °C nos encontramos con la opción de utilizar un **aceite térmico**. Estos presentan mejores propiedades frente a la corrosión que el agua, y además su presión de vapor es más baja, por lo que hay menor riesgo de vaporización del fluido a mayores presiones. Su principal inconveniente se encuentra en que presenta propiedades físicas en comparación con el agua, ya que su calor específico es inferior, y además es menos denso. Esto se traduce en la necesidad de una mayor cantidad de flujo másico para el mismo transporte de energía. No obstante, existe otro motivo que descarta la opción definitivamente de usar el aceite térmico como fluido térmico en las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre, y esta es nuevamente el punto máximo de temperatura de trabajo de la central. Cuando el aceite se expone a temperaturas por encima de los 300 °C (25), se produce el fenómeno de craqueo, de forma que se rompe la molécula del hidrocarburo. Cuando el aceite se expone a temperaturas por encima de la de craqueo se produce una modificación en su viscosidad y además, disminuye peligrosamente el punto de inflamación, por lo que su uso supondría un grave problema para la seguridad.

Es por ello que gracias a sus buenas propiedades térmicas en el rango de temperaturas de trabajo de estas centrales, se suele optar por usar las **sales solares** como fluido para circular a través del receptor y posteriormente almacenar dicha energía en los tanques de almacenamiento. Las sales solares hacen referencia a una mezcla binaria de dos componentes: un 60%  $\text{NaNO}_3$  y un 40%  $\text{KNO}_3$ .

Tras diversos estudios se ha demostrado que aumentar la temperatura de operación deriva en un aumento de la eficiencia del ciclo, no obstante el aumento de la temperatura de estas sales por encima de los 595 °C puede acarrear problemas de corrosión en los tubos del receptor así como cambios químicos en las propias sales que agravarían este fenómeno de corrosión (26) (27)

Las propiedades de las sales sufren una importante variación durante su proceso de calentamiento, de forma que es necesario evaluar dichas propiedades en función de la

temperatura a la que se encuentre la sal. Para ello, emplearemos las siguientes expresiones analíticas (14):

- **Densidad:**  $\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = 2090 - 0.636 \times T (^{\circ}C)$
- **Calor específico:**  $cp \left[ \frac{J}{kg ^{\circ}C} \right] = 1443 + 0.172 \times T (^{\circ}C)$
- **Viscosidad absoluta:**  $\mu \left[ \frac{mPa}{s} \right] = 22.714 - 0.120 \times T (^{\circ}C) + 2.281 \times 10^{-4} \times (T (^{\circ}C))^2 - 1.474 \times 10^{-7} \times (T (^{\circ}C))^3$
- **Conductividad térmica:**  $k \left[ \frac{W}{m ^{\circ}C} \right] = 0.443 + 1.9 \times 10^{-4} \times T (^{\circ}C)$

## 5. Modelos de cálculo

En primer lugar, debemos tener en cuenta las hipótesis y constantes iniciales que hemos llevado a cabo para la resolución del problema que planteamos en el presente proyecto. En la siguiente tabla podremos observar los valores que han sido empleados:

Constante	Unidades	Valor
Constante de Stefan-Boltzmann	$\frac{W}{m^2 K^4}$	$5,67 \times 10^{-8}$
Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$	9,8
Emisividad del aire	Adimensional	0,65
Temperatura del aire ambiente	$^{\circ}C$	25
Densidad del aire	$\frac{kg}{m^3}$	1,19
Viscosidad del aire	$\frac{Pa}{s}$	$1,83 \times 10^{-5}$
Conductividad térmica del aire	$\frac{W}{m K}$	0,024
Diámetro total del receptor	$m$	8,5

Longitud total de un panel	$m$	10,5
Número de subdivisiones por tubo	Adimensional	20
Espesor de los tubos	$mm$	1,65
Temperatura de entrada al receptor	$^{\circ}C$	290
Temperatura de salida del receptor	$^{\circ}C$	565

Tabla 4: Hipótesis y constantes del problema - Fuente: Propia

## 5.1 Tubo sencillo

Llevaremos a cabo la resolución del problema en un único tubo del panel, dado que supondremos que para un mismo panel y a una misma altura del tubo dado el fluido va a tener las mismas propiedades. Además, gracias al uso de los factores de visión a la hora de realizar los cálculos de las pérdidas radiativas, podremos comprobar como sí estamos teniendo en cuenta la aportación de energía en forma de radiación que realizan entre sí los propios tubos.

Resolveremos el problema en una sección diferencial de tubo, cuya longitud hemos decidido que sea una veinteava parte de la longitud total del mismo. La decisión de subdividir el tubo en 20 secciones diferenciales viene dado porque para este número de subdivisiones logramos que se produzca la convergencia en la malla

En primer lugar, debemos determinar la potencia térmica que se va a transferir al fluido, con respecto a la radiación solar procedente del sol. Este último dato lo hemos conseguido gracias a la matriz radiativa supuesta constante a lo largo del desarrollo del problema, la cual indica la distribución del flujo de calor que alcanza la superficie de los tubos que conforman el receptor de sur a sur.

Las pérdidas energéticas en nuestro problema se pueden clasificar en:

- **Pérdidas radiativas:** Para realizar el cálculo de estas pérdidas es necesario suponer un valor inicial de temperatura de pared, la cual podrá ser iterada posteriormente.

El esquema radiativo que nos encontramos entre las tres superficies presentes es el siguiente:



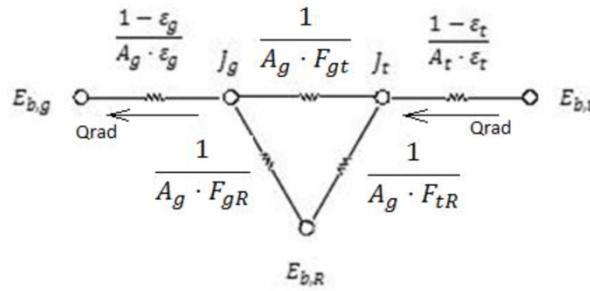


Ilustración 8: Esquema radiativo del problema - Fuente: (15)

El factor de visión existente entre el ambiente y los tubos viene determinado por la expresión:

$$F_{gt} = 1 - \frac{1}{B} \left[ (B^2 - 1) - \arccos\left(\frac{1}{B}\right) \right] \quad (1)$$

Donde B es un factor geométrico cuyo valor viene dado por:

$$B = \frac{P_t}{D_{ext}} \quad (2)$$

Dada la geometría del problema sabemos que los factores de visión entre las demás superficies queda de la siguiente forma:

- Entre la superficie re radiante y los tubos:  $F_{Rt} = F_{gt}$
- Entre el ambiente y la superficie re radiante:  $F_{gR} = 1 - F_{gt}$

Así mismo podemos realizar el cálculo de las áreas por las que se ve afectada cada una de las resistencias:

- Superficie del ambiente y de la superficie re radiante:  $A_g = A_R = P_t L_{t,dif}$
- Superficie de los tubos:  $A_t = \pi D_{ext} L_t$

Existe por tanto una relación entre las áreas de forma que:  $A_g = A_t * \frac{B}{\pi}$

Procedemos a realizar el cálculo de cada una de las resistencias radiativas que aparecen en nuestro problema:

$$1. R_g = \frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g A_g}$$

$$2. R_{g-R} = \frac{1}{A_g(1-F_{gt})}$$

$$3. R_{t-R} = \frac{1}{A_g F_{gt}}$$

$$4. R_{g-t} = \frac{1}{A_g F_{gt}}$$

$$5. R_t = \frac{1-\varepsilon_t}{\varepsilon_t A_t}$$

Encontramos el valor de la resistencia equivalente al conjunto de las resistencias 2, 3 y 4:

$$R_{eq} = \left( \frac{1}{\frac{1}{A_g F_{gt}}} + \frac{1}{\frac{1}{A_g(1-F_{gt})} + \frac{1}{A_g F_{gt}}} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$R_{eq} = (A_g F_{gt}(2 - F_{gt}))^{-1} \quad (4)$$

La resistencia radiativa equivalente total de nuestro problema quedará definida como:

$$R_T = \frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g A_g} + (A_g F_{gt}(2 - F_{gt}))^{-1} + \frac{1-\varepsilon_t}{\varepsilon_t A_t} \quad (5)$$

Conocida la relación entre las áreas, podemos extraer factor común la inversa del área el ambiente de forma que:

$$R_T = \frac{1}{A_g} \left( \frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g} + (A_g F_{gt}(2 - F_{gt}))^{-1} + \frac{B}{\pi} \left( \frac{1-\varepsilon_t}{\varepsilon_t A_t} \right) \right) \quad (6)$$

Definimos el parámetro de emisividad eficiente como:

$$\frac{1}{\varepsilon_{ef}} = (A_g F_{gt}(2 - F_{gt}))^{-1} + \frac{B}{\pi} \left( \frac{1-\varepsilon_t}{\varepsilon_t A_t} \right) \quad (7)$$

La expresión de resistencia total equivalente quedará como:

$$R_T = \frac{1}{A_g} \left( \frac{1 - \varepsilon_g}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{ef}} \right) \quad (8)$$

Una vez conocemos el valor de la resistencia, podremos determinar el valor de las pérdidas de calor por radiación aplicando la Ley de Stephan Boltzmann

$$Q_{rad} = \frac{\sigma * (T_{wall}^4 - T_{surr}^4)}{R_T} \quad (9)$$

- **Pérdidas convectivas:** Para calcular las pérdidas que se producen como consecuencia de la convección hacia el aire que rodea al receptor, aplicaremos la correlación aportada por Siebers & Kraabel (1984), la cual nos indica que el valor medio del coeficiente convectivo viene determinado por:

$$\bar{h} = (\bar{h}_{f,conv}^{3,2} + \bar{h}_{n,conv}^{3,2})^{\frac{1}{3,2}} \quad (10)$$

- $\bar{h}_{f,conv}$ : El término convectivo derivado del movimiento forzado del aire a lo largo de la superficie de nuestro receptor se considera para nuestro problema que tiene un valor nulo, pues para llevar a cabo el diseño supondremos que el viento se encuentra en completa calma.
- $\bar{h}_{n,conv}$ : El término convectivo asociado a la convección natural del aire es el que será considerado en nuestro problema. Como consecuencia de la cesión de calor desde el receptor hacia el exterior, se produce un aumento de la temperatura del aire que rodea a este con una consecuente disminución de la densidad del mismo. Por ello, el aire caliente tiende a desplazarse en vertical. Esto renueva el aire en contacto con la superficie de los tubos que vuelve a captar calor por el fenómeno de convección reiniciando nuevamente el proceso. El término conectivo queda definido por la expresión:

$$\bar{h}_{n,conv} = \frac{\overline{Nu_h} * K_{air}}{L_t} \quad (11)$$

El número de Nusselt queda definido en esta correlación como:

$$\overline{Nu_h} = 0,098 * Gr^{\frac{1}{3}} * \frac{T_{wall}}{T_{amb}} \quad (12)$$

El número de Grashof se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Gr = \frac{g * \beta * (T_{wall} - T_{amb}) * L_t^3}{\left(\frac{\mu_{air}}{\rho_{air}}\right)^2} \quad (13)$$

El parámetro  $\beta$  hace referencia al coeficiente de expansión térmica del aire, el cual se define como el valor medio de la temperatura existente entre el ambiente y la superficie de los tubos de forma que:

$$\beta = \frac{1}{T_{wall} + T_{amb}} \quad (14)$$

Procedemos a realizar el cálculo de la potencia térmica perdida como consecuencia de la convección:

$$Q_{conv} = \bar{h}_{n,conv} * A_{extm} * (T_{wall} - T_{amb}) \quad (15)$$

Donde supondremos que las pérdidas convectivas se producen exclusivamente en la mitad del tubo que contacta directamente de forma frontal con el ambiente exterior, despreciando las pérdidas convectivas que se puedan producir en la región enfrentada a la superficie re-radiante de los tubos.

$$A_{extm} = \frac{\pi * D_{ext} * L_{t,dif}}{2} \quad (16)$$

De esta forma podremos determinar la potencia térmica que se ha transferido realmente al fluido térmico que circula por el interior de los tubos, ya que de toda la energía aportada por la radiación solar que no se ha perdido en ninguna de las formas anteriormente citadas, se ha invertido en elevar la temperatura del fluido térmico de forma que:

$$Q_t = Q_{solar} - Q_{conv} - Q_{rad} \quad (17)$$

Por simplicidad y dado que en cada sección diferencial de tubo no existe una variación representativa de las propiedades del fluido, evaluaremos la temperatura de salida de la sal tomando como temperatura para el cálculo de su calor específico la temperatura de entrada a la sección diferencial, valor que siempre es conocido:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{Q_t}{\dot{m}_t * C_{p_{sal}}} \quad (18)$$

No obstante, debemos comprobar la temperatura de pared que hemos supuesto inicialmente, y para ello realizaremos el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor existente entre la superficie exterior del tubo y la propia sal. Para ello realizaremos el cálculo de las resistencias térmicas que encontramos entre ambos medios, es decir una resistencia de convección entre la sal y la cara interior del tubo y una resistencia de conducción:

- **Resistencia de convección:** Para calcular el valor del coeficiente convectivo de la sal, aplicaremos la correlación de Petukhov:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\frac{f}{2} * Re_D * Pr}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{2}} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (19)$$

Donde el factor f se define según esta correlación como:

$$f = \frac{1}{4 * (1,82 * \log(Re_D) - 1,64)^2} \quad (20)$$

Como podemos comprobar, para llegar hasta los anteriores parámetros, necesitamos diferentes propiedades de la sal, las cuales, al igual que sucede con su calor específico y empleando la misma argumentación serán evaluadas a la temperatura de entrada a la sección diferencial de tubo.

$$Re_D = \frac{\rho_{sal} * v_t * D_{int}}{\mu_{sal}} \quad (21)$$

$$Pr = \frac{\mu_{sal} * C_{p_{sal}}}{k_{sal}} \quad (22)$$

A partir del número de Nusselt podremos encontrar el valor del coeficiente convectivo:

$$h_{int} = \frac{Nu_D * k_{sal}}{D_{int}} \quad (23)$$

La resistencia de convección interna quedará definida como:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} \quad (24)$$

El área de la cara interna que define la resistencia de convección es:

$$A_{int} = \pi * D_{int} * L_{t,dif} \quad (25)$$

- **Resistencia de conducción:** La resistencia de conducción ofrecida por el tubo por el que circula el fluido térmico vendrá determinada no solo por el espesor del propio tubo, sino por la conductividad del material del que este está fabricado, en este caso Inconel Alloy 625 de tal forma que:

$$R_{cond} = \frac{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2 * \pi * k_{625} * L_{t,dif}} \quad (26)$$

Dado que la resistencia equivalente de este sistema entre los dos medios es la suma de ambas resistencias (resistencias en serie), el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área quedará definido como:

$$UA = \frac{1}{R_{conv,int} + R_{cond}} \quad (27)$$

En este problema consideraremos que la temperatura de la pared permanece constante para cada sección diferencial del tubo, de forma que el balance energético queda de la siguiente forma:

$$\dot{m}_t * C_{p_{sal}} * \frac{dT}{dx} = q'' * P \quad (28)$$

Integramos la expresión entre la entrada y la salida de la sección diferencial de tubo de forma que  $x = L_{tdif}$ :

$$\int_{T_{m,e}}^{T_m(x)} \frac{dT_m}{T_{wall}' - T_m(x)} = \int_e^x \frac{U * Pc}{\dot{m}_t C_p} dx \quad (29)$$

Llegaremos por tanto a la siguiente expresión:

$$\frac{T_{wall}' - T_{out}}{T_{wall}' - T_{in}} = e^{\frac{-UA}{\dot{m}_t C_p}} \quad (30)$$

Despejamos la temperatura de pared para posteriormente poder compararla con la temperatura de pared que hemos supuesto inicialmente:

$$T'_{wall} = \frac{T_{out} - T_{in} * e^{\frac{-UA}{\dot{m}_t C_p}}}{1 - e^{\frac{-UA}{\dot{m}_t C_p}}} \quad (31)$$

Si la diferencia de temperaturas entre la suposición inicial y la que calculamos posteriormente es superior a 0.1 °C, se realiza nuevamente el problema suponiendo una nueva temperatura de pared con la siguiente expresión:

$$Error_{wall} = T'_{wall} - T_{wall} \quad (32)$$

$$T_{wall,new} = T_{wall} + Error_{wall} * \frac{0,01}{2} \quad (33)$$

Una vez hemos logrado que se produzca la convergencia entre las temperaturas de pared, daremos por válidas todas las temperaturas calculadas y procederemos a resolver nuevamente el problema para la siguiente sección diferencial. Para ello, supondremos nuevamente una temperatura de pared y tomaremos que la temperatura de salida de la sección diferencial anterior es la temperatura de entrada de la nueva sección diferencial.

Dado que nuestro fin último consiste en realizar una comparativa entre el tubo sencillo planteado en este caso y el tubo bayoneta, es necesario que las temperaturas de entrada y salida en los receptores sea igual en ambos casos, para ello, cuando la diferencia en valor absoluto existente entre las temperaturas de salida del receptor y la temperatura deseada de salida sea mayor que 0.8 °C, realizaremos nuevamente todo el problema modificando el valor de la masa que circula a través del receptor.

En el caso de que la temperatura de salida del receptor sea más elevada de lo deseado, aumentaremos la masa que circula por el receptor. Para saber el valor del incremento de masa realizaremos una media de los diferentes calores específicos que hay en cada una de las secciones diferenciales de los tubos del receptor de tal forma que recalculamos el valor de masa que sería necesario con las temperaturas de entrada y salida deseadas en nuestro receptor teniendo en cuenta toda la potencia térmica que se ha transferido al fluido térmico en el problema

$$\dot{m}_{iter} = \frac{\sum Q_t}{Cp_{med} * (T_{outrec} - T_{inrec})} \quad (34)$$

La diferencia en valor absoluto entre la masa inicial que circula por un tubo y la masa obtenida por medio de la expresión anterior es lo que denominaremos el error de masa:

$$Error_{masa} = |\dot{m}_t - \dot{m}_{iter}| \quad (35)$$

Finalmente resolveremos nuevamente el problema con el nuevo valor de masa:

$$\dot{m}_{t,new} = \dot{m}_t + Error_{masa} \quad (36)$$

En el caso de que en lugar de la temperatura de salida del receptor sea inferior a la temperatura de salida del receptor deseada en lugar de sumar el valor del error de masa



para recalcular el problema, lo que realizaremos será una disminución de la masa que circula por el receptor de forma que:

$$\dot{m}_{t,new} = \dot{m}_t - Error_{masa} \quad (37)$$

Resolveremos el problema tantas veces como sea necesario hasta lograr la temperatura de salida en el receptor deseada.

## Esquema del modelo de tubo sencillo

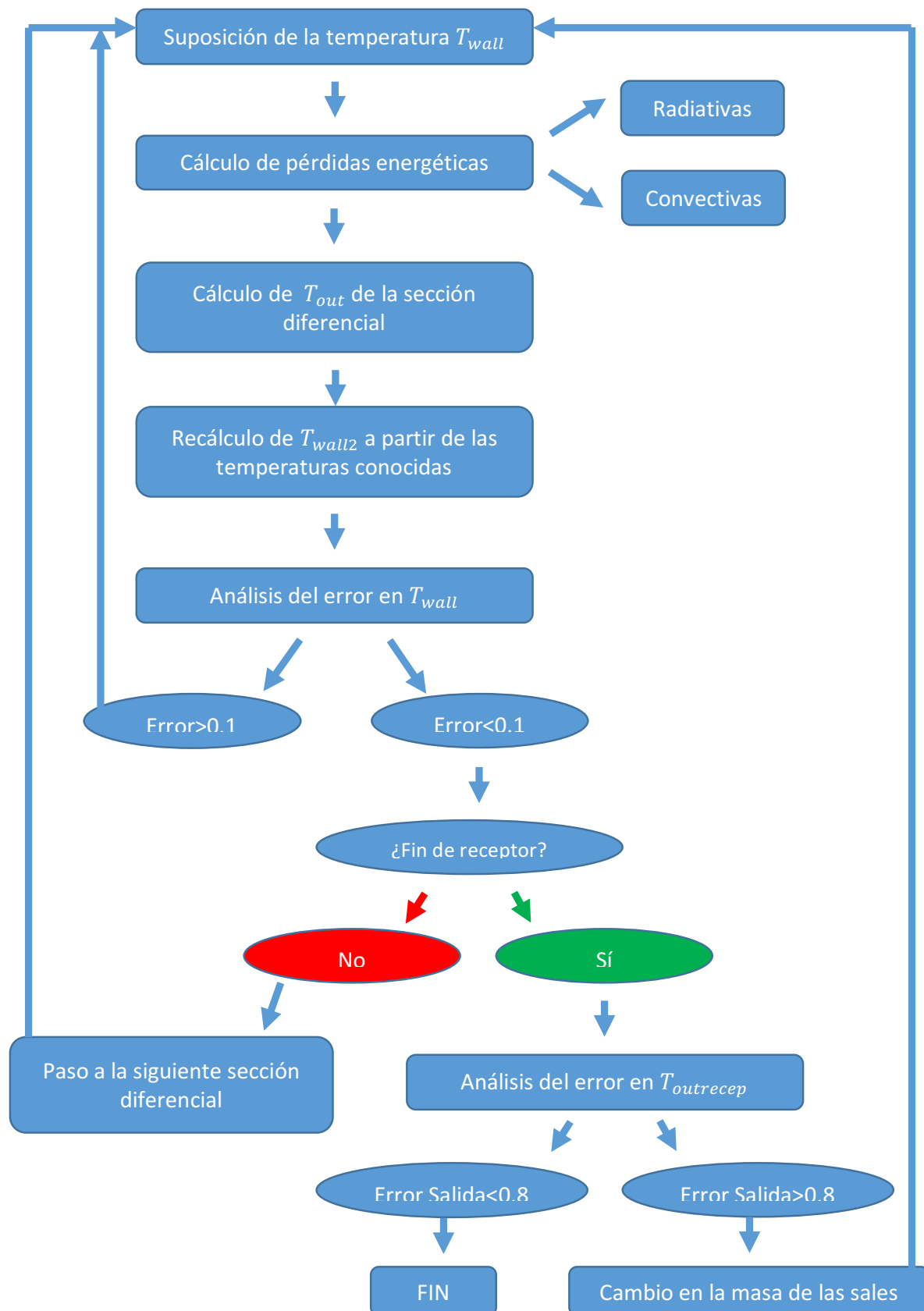


Ilustración 9: Esquema modelo matemático de receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia

## 5.2 Tubo bayoneta

---

En este caso y empleando la misma argumentación que en el tubo sencillo, procederemos a llevar a cabo la resolución del problema en un único tubo por panel.

Así mismo, nuevamente procederemos a resolver el problema en una sección diferencial de tubo cuya longitud es, al igual que en el caso anterior, una veinteava parte de la longitud total del mismo.

Para empezar a resolver el problema necesitamos la potencia térmica que se transfiere al interior de los tubos. En otras palabras debemos determinar las pérdidas que se producen como consecuencia de la radiación y convección hacia el exterior y restárselas a la potencia térmica que aporta el sol. El procedimiento para llegar hasta dicha potencia térmica es idéntico al explicado en el tubo sencillo, incluyendo la suposición de una temperatura de pared inicial que posteriormente podremos iterar. No obstante, en este caso, el diámetro externo que debemos emplear en nuestros cálculos es el diámetro externo del tubo exterior, pues es este el que recibe de forma directa la radiación y a través del cual se producirán las pérdidas.

Una vez hemos determinado la potencia térmica que se invierte en el calentamiento de las sales, debemos calcular la forma en la que se produce el calentamiento de las mismas, es decir, la distribución de temperaturas que nos encontramos a lo largo de cada tubo en función de si la sal se encuentra circulando por el interior del tubo interno o bien por la región anular exterior.

El caso que nos encontramos analizando es el tubo bayoneta exterior, es decir, las sales se introducen en el tubo por la región anular hasta llegar al extremo del mismo, donde se reconduce el flujo de sales hacia el interior del tubo interno por donde comienzan a descender.

En este caso, además de suponer un valor de temperatura de pared supuesto constante para cada sección de tubo, es necesario realizar una suposición de la temperatura de salida de las sales de cada tubo. Esta temperatura se corroborará posteriormente.

$$Q_e = \dot{m}_t C p_e \frac{dT_e}{dz} = U_e P_e (T_{walle} - T_e) + U_i P_i (T_i - T_e) \quad (38)$$

$$Q_i = \dot{m}_t C p_i \frac{dT_i}{dz} = U_i P_i (T_i - T_e) \quad (39)$$

En este balance energético, hemos supuesto que a lo largo de todo el tubo se produce una cesión de calor desde las sales del fluido interior hacia las sales que circulan por la región anular exterior, no obstante, esto no tiene por que ser real. En nuestro balance energético, si en alguna región del tubo la suposición anterior no se cumple, no supondría ningún problema pues el término  $U_i P_i (T_i - T_e)$  tendría un valor negativo lo que nos indica que el flujo de calor se está transmitiendo en sentido opuesto. Realizamos el siguiente cambio de variable:

$$\theta_e = T_e - T_{walle} \quad (40)$$

$$\theta_i = T_i - T_{walle} \quad (41)$$

Las ecuaciones anteriores quedan por tanto de la siguiente forma:

$$Q_e = -U_e P_e \theta_e + U_i P_i (\theta_i - \theta_e) \quad (42)$$

$$Q_i = U_i P_i (\theta_i - \theta_e) \quad (43)$$

Para poder continuar, necesitamos realizar el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor mencionados anteriormente. Puesto que el problema se resolverá para cada sección diferencial de tubo, en primer lugar realizaremos el cálculo de las diferentes resistencias térmicas que aparecen a lo largo del problema, entre la superficie externa del tubo exterior y la sal que circula por el tubo interior:

- **Resistencia de convección en el tubo tubo interior:** Para encontrar el valor del coeficiente convectivo interno utilizaremos nuevamente la correlación de Pethukov. Dado que necesitamos propiedades de la sal para aplicar dicha correlación, evaluaremos las propiedades de la sal a la temperatura que es conocida en este flujo de sales, es decir, la temperatura que hemos supuesto de salida del conducto interno de nuestro tubo. El número de Nusselt queda definido por:

$$\overline{Nu_{D1}} = \frac{\frac{f}{2} * Re_{D,i} * Pr_i}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{2}} * (Pr_i^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (44)$$

Donde el factor  $f$  se define según esta correlación como:

$$f = \frac{1}{4 * (1,82 * \log(Re_{D,i}) - 1,64)^2} \quad (45)$$

Los números adimensionales requeridos para llegar hasta el valor del número de Nusselt quedan definidos como:

$$Re_D = \frac{\rho_{sal,i} * v_t * D_{int,i}}{\mu_{sal,i}} \quad (46)$$

$$Pr = \frac{\mu_{sal,i} * Cp_{sal,i}}{k_{sal,i}} \quad (47)$$

El coeficiente de convección interna es por tanto:

$$h_{int} = \frac{Nu_{D,i} * k_{sal,i}}{D_{int,i}} \quad (48)$$

La resistencia de convección en el interior del tubo interno se puede calcular por medio de la siguiente expresión:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} \quad (49)$$

Donde el área necesaria para dicha resistencia es:

$$A_{int} = \pi * D_{int,i} * L_{t,dif} \quad (50)$$

- **Resistencia de conducción en el tubo interno:** El material empleado para la fabricación del tubo interno es acero inoxidable 316, de alta conductividad térmica con el fin de que ofrezca la menor resistencia al paso de la potencia térmica cedida entre los flujos de sal que circulan en sentido opuesto

$$R_{\text{condi}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext},i}}{D_{\text{int},i}}\right)}{2 * \pi * k_{316} * L_{\text{t,dif}}} \quad (51)$$

- **Resistencia de convección en la cara externa del tubo interior:** Nuevamente emplearemos la correlación de Pethukov, no obstante, en esta ocasión debemos variar las propiedades de la sal, ya que el valor de las mismas sí varían lo suficiente con respecto a la sal que circula por el tubo interior como para que sea representativo. Dado que conocemos la temperatura de entrada de las sales al tubo por a región anular, evaluaremos las propiedades a dicha temperatura.

La longitud característica de esta sección de paso estará definida por el diámetro hidráulico el cual se puede calcular por medio de la expresión:

$$D_h = \frac{4 * \pi * (D_{\text{ext},i}^2 - D_{\text{int},e}^2)}{\pi * (D_{\text{ext},i} + D_{\text{int},e})} = 4 * (D_{\text{ext},i} - D_{\text{int},e}) \quad (52)$$

El número de Nusselt queda definido por:

$$\overline{Nu_{D1}} = \frac{\frac{f}{2} * Re_{D,h} * Pr_e}{1,07 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{2}} * (Pr_e^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (53)$$

Donde el factor f se define según esta correlación como:

$$f = \frac{1}{4 * (1,82 * \log(Re_{D,h}) - 1,64)^2} \quad (54)$$

Los números adimensionales requeridos para llegar hasta el valor del número de Nusselt quedan definidos como:

$$Re_D = \frac{\rho_{\text{sal},e} * v_t * D_h}{\mu_{\text{sal},e}} \quad (55)$$

$$Pr = \frac{\mu_{sal,e} * Cp_{sal,e}}{k_{sal,e}} \quad (56)$$

El coeficiente de convección interna es por tanto:

$$h_{int,e} = \frac{Nu_{D,h} * k_{sal,e}}{D_h} \quad (57)$$

Finalmente podremos calcular el valor de la resistencia térmica como:

$$R_{convint,e} = \frac{1}{h_{ext,i} * A_{int,e}} \quad (58)$$

Donde el área es igual a:

$$A_{int,e} = \pi * D_{int,e} * L_{t,dif} \quad (59)$$

- **Resistencia de convección en la cara interna del tubo exterior:** Dado que estamos evaluando la misma región que en la resistencia anterior, pero variado únicamente la superficie de estudio, las propiedades de la sal permanecen constantes, así como el número de Reynolds y de Prandell. Por ello, llegaremos a la conclusión de que el coeficiente convectivo es el mismo, de forma que:

$$h_{int,e} = h_{ext,i} = h_{ext} \quad (60)$$

No obstante, a la hora de llevar a cabo el cálculo de la resistencia térmica, existe una variación pues el área de referencia es distinta, por ello:

$$R_{convext,i} = \frac{1}{h_{ext} * A_{ext,i}} \quad (61)$$

Donde el área es igual a:

$$A_{int,e} = \pi * D_{ext,i} * L_{t,dif} \quad (62)$$

- **Resistencia de conducción en el tubo exterior:** El material empleado vuelve a ser nuevamente el cero Inconel Alloy 625, dadas sus buenas propiedades ópticas como superficie selectiva para recibir la radiación solar del exterior. La resistencia térmica se calcula por al siguiente expresión:

$$R_{cond,e} = \frac{\ln(\frac{D_{ext,e}}{D_{ext,i}})}{2 * \pi * k_{625} * L_{t,dif}} \quad (63)$$

Dado que en este problema nuevamente volvemos a considerar que la temperatura de pared externa, en este caso del tubo exterior, es decir la encargada de recibir la radiación solar, permanece constante, el producto de los coeficientes globales de transferencia de calor por el área englobará el conjunto de resistencias térmicas que nos encontremos desde cada uno de los flujos de sal hasta dicha superficie. De tal forma que:

$$R_{cond,e} = \frac{\ln(\frac{D_{ext,e}}{D_{ext,i}})}{2 * \pi * k_{625} * L_{tdif}} \quad (64)$$

$$U_i * A_i = \frac{1}{R_{conv,int} + R_{cond,i} + R_{conv,int,e} + R_{conv,ext,i} + R_{cond,e}} \quad (65)$$

$$U_e * A_e = \frac{1}{R_{conv,ext,i} + R_{cond,e}} \quad (66)$$

Definimos el parámetro NTU *Net Transfer Unit* como:

$$NTU = \frac{U * A}{\dot{m}_t * Cp} \quad (67)$$

Planteamos las ecuaciones diferenciales que nos ayudarán a determinar la distribución de temperaturas realizando los cambios de variable anteriormente mencionados:



$$\frac{d\theta_e}{dz} = -NTU_e \theta_e - NTU_e \frac{U_i A_i}{U_e A_e} (\theta_e - \theta_i) \quad (68)$$

$$\frac{d\theta_i}{dz} = -NTU_i (\theta_e - \theta_i) \quad (69)$$

Tenemos un sistema de EDOs de primer orden lineal que podremos pasar a una única EDO de orden superior de forma que, derivando la segunda ecuación:

$$\theta_i'' = -NTU_i * \theta_e' + NTU_i * \theta_i' \quad (70)$$

Procederemos a sustituir en la ecuación (70) el término  $\theta_e'$  por su expresión equivalente, en la ecuación (68)

$$\theta_i'' = -NTU_i * (-NTU_e \theta_e - NTU_e \frac{U_i A_i}{U_e A_e} (\theta_e - \theta_i)) + NTU_i * \theta_i' \quad (71)$$

Procedemos a despejar de la ecuación (69) el término  $\theta_e$  de forma que llegamos a:

$$\theta_e = \frac{-\theta_i'}{NTU_i} + \theta_i \quad (72)$$

Sustituimos el término  $\theta_e$  en la ecuación (71) por el término anterior que hemos encontrado:

$$\theta_i'' = -NTU_i * (-NTU_e (\frac{-\theta_i'}{NTU_i} + \theta_i) - NTU_e \frac{U_i A_i}{U_e A_e} (\frac{-\theta_i'}{NTU_i} + \theta_i) - \theta_i)) + NTU_i * \theta_i' \quad (73)$$

Aplicando la propiedad distributiva y simplificando llegaremos a que:

$$\theta_i'' - \theta_i' (NTU_i - NTU_e * (1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e})) - NTU_i NTU_e \theta_i = 0 \quad (74)$$

Para resolver la EDO aplicamos un cambio de variable de forma que  $\theta_i = e^{rz}$  y por tanto  $\theta_i' = r * e^{rz}$  y  $\theta_i'' = r^2 * e^{rz}$ , llegaremos a que:

$$e^{rz} \left( r^2 - r \left( NTU_i - NTU_e * \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right) \right) - NTU_i NTU_e \right) = 0 \quad (75)$$

Procedemos a resolver la ecuación de segundo grado de tal forma que encontraremos los siguientes valores de r:

$$r_1 = \frac{1}{2} * \left( NTU_i - NTU_e * \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right) \right) + \sqrt{NTU_i^2 + NTU_e^2 * \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right)^2 + 2NTU_i NTU_e \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right)} \quad (76)$$

$$r_2 = \frac{1}{2} * \left( NTU_i - NTU_e * \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right) \right) - \sqrt{NTU_i^2 + NTU_e^2 * \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right)^2 + 2NTU_i NTU_e \left( 1 + \frac{U_i A_i}{U_e A_e} \right)} \quad (77)$$

Sabemos por tanto que:

$$\theta_i = C_1 e^{r_1 z} + C_2 e^{r_2 z} \quad (78)$$

$$\theta'_i = C_1 r_1 e^{r_1 z} + C_2 r_2 e^{r_2 z} \quad (79)$$

$$\theta_e = \frac{-C_1 r_1 e^{r_1 z} - C_2 r_2 e^{r_2 z}}{NTU_i} + C_1 r_1 e^{r_1 z} + C_2 r_2 e^{r_2 z} \quad (80)$$

Para encontrar el valor de las constantes simplemente debemos aplicar las condiciones de temperaturas conocidas, puesto que para  $z=0$ , conocemos la temperatura de entrada de la sal a la región anular así como la temperatura con la que la sal sale del conducto interior, aunque este valor sea supuesto y posteriormente deba comprobarse y en el caso de ser necesario, corregirse.

Tomamos las siguientes variables:

$$u_1 = \frac{-NTU_i}{-NTU_i - r_1} \quad (81)$$

$$u_2 = \frac{-NTU_i}{-NTU_i - r_2} \quad (82)$$

Aplicando las condiciones de temperatura conocidas, llegamos hasta el siguiente sistema:

$$\begin{cases} T_{eo} - T_{wall,e} = C_1 + C_2 \\ T_{ii} - T_{wall,e} = C_1 * u_1 + C_2 * u_2 \end{cases} \quad (83)$$

Despejando las constantes del problema:

$$C_2 = \frac{T_{ii} - T_{eo} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \quad (84)$$

$$C_1 = T_{eo} - T_{walle} - \frac{T_{ii} - T_{eo} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \quad (85)$$

Finalmente llegamos a las expresiones que determinar la distribución de temperatura de las sales en cada uno de los flujos:

$$T_{iz} = T_{walle} + \left[ \left( T_{ei} - T_{walle} - \frac{T_{io} - T_{ei} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \right) * u_1 * e^{r_1} \right] + \left[ \left( \frac{T_{io} - T_{ei} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \right) * u_2 * e^{r_2} \right] \quad (86)$$

$$T_{ez} = T_{walle} + \left[ \left( T_{ei} - T_{walle} - \frac{T_{io} - T_{ei} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \right) * e^{r_1} \right] + \left[ \left( \frac{T_{io} - T_{ei} * u_1 + T_{walle} * (u_1 - 1)}{u_2 - u_1} \right) * e^{r_2} \right] \quad (87)$$

Gracias a las expresiones anteriores podemos encontrar el valor de la temperatura de la sal cuando sale de la región anular en la sección diferencial, es decir,  $T_{eo}$ , así como la temperatura con la que la sal entra en el conducto interno en la sección diferencial de tubo.

Empleamos la ecuación (86) para encontrar la temperatura de entrada al conducto interno. Una vez conocemos esta temperatura, podremos calcular la potencia térmica invertida en calentar dicha sal, o bien la potencia térmica que la propia sal cede hacia la sal que circula por la sección anular, como habíamos supuesto en el planteamiento de nuestro problema. Dicha potencia la podremos calcular por medio de la siguiente expresión:

$$Q_{int} = \dot{m}_t * Cp_i * (T_{ii} - T_{io}) \quad (88)$$

Dado que conocemos la potencia térmica aportada por el Sol así como la potencia que las sales que circulan por el interior del conducto interior ceden a las sales que circulan por la región anular, podremos determinar la temperatura de salida de la sección diferencial de las sales que circulan por dicha región de forma que:

$$T_{eo} = T_{ei} + \frac{Q_{solar} + Q_{int}}{\dot{m}_t * Cp_e} \quad (89)$$

Dado que conocemos las temperaturas de entrada y salida a la sección diferencial en cada uno de los flujos de la sal, podremos recurrir a la ecuación (87) donde sustituiremos los valores conocidos y despejaremos el valor de la temperatura de pared con el fin de corroborar la suposición inicial, obteniendo así  $T'_{walle}$ . Posteriormente analizamos el error que se cometió en la suposición inicial:

$$Error_{wall} = |T'_{wall} - T_{wall}| \quad (90)$$

Si el error cometido supera los 0.1°C, se realiza nuevamente todo el problema con una nueva suposición de la temperatura de pared por medio de la siguiente expresión:

$$T_{wall,new} = \frac{T_{wall,e} + T_{wall,e'}}{2} \quad (91)$$

Una vez se ha producido la convergencia en la temperatura de la pared exterior en dicha sección diferencial, se avanza hacia la siguiente, tomando las temperaturas de salida de la sección anular como la temperatura de entrada a la siguiente sección anular y la temperatura de entrada al conducto interior de la sección diferencial pasa a ser la temperatura de salida de la nueva sección diferencial a analizar:

$$T_{ei2} = T_{eo} \quad (92)$$

$$T_{io2} = T_{ii} \quad (93)$$

El procedimiento anterior se realiza a lo largo de todo un tubo, hasta llegar a la última sección diferencial del mismo. Sabemos que en el tubo bayoneta, es en esta sección en la que se produce la redirección del flujo que circulaba a través de la sección anular hacia el conducto interior. Es por ello necesario que la temperatura de salida de la sección anular exterior, coincida con la temperatura de entrada al conducto interior, ya que en realidad se trata del mismo flujo de sales que simplemente está cambiando su dirección de avance. Para ello se analiza el error cometido:

$$Error_{temp} = T_{eo_{fin-t}} - T_{ii_{fin-t}} \quad (94)$$

Si dicho error en valor absoluto los 0.1°C, es necesario realizar una modificación en la suposición inicial realizada en la temperatura de salida del tubo, es decir, la temperatura de salida del tubo interior en la primera sección diferencial.

Si dicho error es positivo, es decir la temperatura  $T_{eo_{fin-t}}$  supera el valor de  $T_{ii_{fin-t}}$ , debemos aumentar la temperatura de salida del tubo interior en la primera sección diferencial. Para ello:

$$T_{io,new} = T_{io} + Error_{temp} \quad (95)$$

En el caso en el que el error sea negativo, esto implicaría que debemos reducir la temperatura de salida del tubo interior en la primera sección diferencial:

$$T_{io,new} = T_{io} - Error_{temp} \quad (96)$$

El problema se resolverá en el conjunto de todos los tubos hasta finalmente llegar a la temperatura de salida de las sales del receptor, con un error admisible de +/- 10°C. El motivo que nos ha llevado a asumir un error tan elevado es el tiempo requerido para el proceso iterativo y obtención de resultados. En el caso de que la temperatura de salida del receptor sea más elevada de lo deseado, aumentaremos la masa que circula por el receptor. Para saber el valor del incremento de masa realizaremos una media de los diferentes calores específicos que hay en cada una de las secciones diferenciales de los tubos del receptor, tanto los de las sales que circulan por la sección anular como las que circulan por la sección interior, es decir:

$$Cp_{med} = \frac{Cp_{ext} + Cp_{int}}{N_{panel}} \quad (97)$$

De tal forma que recalculamos el valor de masa que sería necesario con las temperaturas de entrada y salida deseadas en nuestro receptor teniendo en cuenta toda la potencia térmica que se ha transferido al fluido térmico en el problema

$$\dot{m}_{iter} = \frac{\sum Q_t}{Cp_{med} * (T_{out,rec} - T_{in,rec})} \quad (98)$$

La diferencia en valor absoluto entre la masa inicial que circula por un tubo y la masa obtenida por medio de la expresión anterior es lo que denominaremos el error de masa:

$$Error_{masa} = |\dot{m}_t - \dot{m}_{iter}| \quad (99)$$

Finalmente resolveremos nuevamente el problema con el nuevo valor de masa:

$$\dot{m}_{t,new} = \dot{m}_t + Error_{masa} \quad (100)$$

En el caso de que en lugar de la temperatura de salida del receptor sea inferior a la temperatura de salida del receptor deseada en lugar de sumar el valor del error de masa para recalcular el problema, lo que realizaremos será una disminución de la masa que circula por el receptor de forma que:

$$\dot{m}_{t,new} = \dot{m}_t - Error_{masa} \quad (101)$$

Resolveremos el problema tantas veces como sea necesario hasta lograr la temperatura de salida en el receptor deseada.

## Esquema del modelo de tubo bayoneta

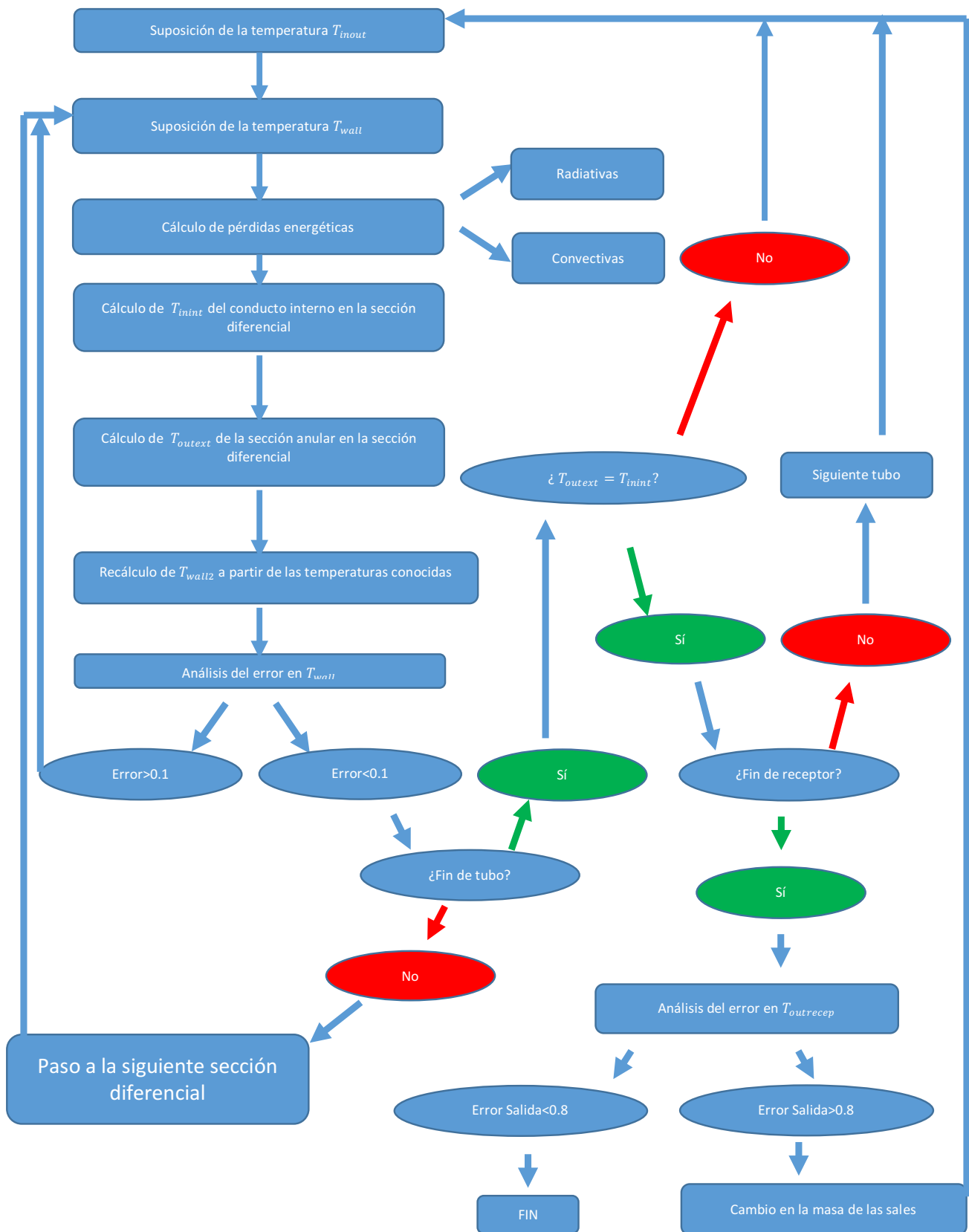


Ilustración 10: Esquema modelo matemático de receptores de tubo bayoneta - Fuente: Propia



## 6. Análisis de los resultados

---

En este proyecto se han evaluado múltiples opciones de diseño en las cuales se han variado parámetros como el número de paneles y los diámetros de los tubos que conforman el receptor con el fin de evaluar cómo afectan dichas modificaciones de diseño en:

- **Eficiencia del receptor:** La eficiencia del receptor evalúa la capacidad que dicho receptor posee a la hora de aprovechar la radiación concentrada que alcanza su superficie procedente del campo de heliostatos. Dado que en el problema se ha considerado que todos los receptores habían sido expuestos al mismo mapa radiativo, y al mismo tiempo cada receptor posee el flujo másico adecuado para que el salto térmico producido en las sales sea igual, sabemos que podremos comparar este parámetro de forma directa entre los diferentes diseños. La eficiencia del receptor puede calcularse como:

$$Eficiencia = \frac{\sum Q_t}{\sum Q_{solar}} \quad (102)$$

Nos quedaremos con aquellos diseños que minimicen las pérdidas de calor radiativas y convectivas, maximizando por tanto la radiación que pasa al fluido calor portador en relación a la radiación recibida

- **Temperatura máxima de film y pared:** Como se ha explicado anteriormente, este tipo de centrales, que podrían alcanzar temperaturas de hasta 1400°C ven limitada su temperatura máxima como consecuencia de los materiales empleados para la fabricación del receptor, los cuales podrían llegar a fundirse, así como por el fluido térmico empleado. En las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre, generalmente, y a pesar del sobrecoste que su uso supone con respecto a otros fluidos calor portadores como los aceites térmicos o el agua, se suelen utilizar sales solares fundidas, las cuales permiten trabajar en un rango de temperaturas más elevado, aumentando la eficiencia el ciclo de potencia adosado a la central. No obstante, por encima de los 595°C, estas sales comienzan a degradarse y modificar su estructura química convirtiéndose en un fluido altamente corrosivo que puede llegar a provocar grandes daños en el sistema de tuberías. Así mismo, el material empleado para la producción de los tubos que conforman los sistemas de tuberías puede dañarse al verse sometido a temperaturas superiores a la anteriormente mencionada, como consecuencia del desgaste térmico. Debemos tener en cuenta que además como consecuencia

del aumento de temperatura aumenta el riesgo de corrosión de los tubos y aparición de picaduras.

Dado que buscamos que el sistema posea la mayor durabilidad posible, debemos evaluar la temperatura máxima alcanzada por las sales a lo largo de su recorrido por el receptor, descartando aquellos diseños cuyo valor se encuentre por encima de la temperatura de degradación de la sal.

- **Pérdida de carga:** Las sales solares fundidas poseen por norma general una viscosidad elevada. Esta viscosidad es más acentuada cuando la sal se encuentra a una temperatura próxima a su temperatura de cristalización. A pesar de aumentar esfuerzos en disminuir la rugosidad de las tuberías por las que se va a hacer circular la sal, la pérdida de carga que sufre la corriente de sales a lo largo de su recorrido por el receptor es elevada. Como bien se indicó en el apartado de las partes que conforman el receptor, es el sistema de bombeo el encargado de aportar la energía necesaria para vencer esta pérdida de carga, forzando a la corriente de sales a avanzar a lo largo del receptor.

El sistema de bombeo, que está conectado a la red eléctrica, a pesar de poder ser dimensionado para aportar el incremento de presión que se crea oportuno para vencer esta caída de presión, se considera que el valor de sobrepresión aportado por la bomba no debe superar los 20 bares, ya que a partir de este valor, el consumo de la bomba se hace tan elevado que a su vez provoca que prácticamente desaparezca la rentabilidad del conjunto de la central termosolar.

Analizaremos por tanto cada uno de los parámetros anteriormente mencionados en cada uno de los diseños que hemos podido calcular gracias al software informático, comparando a su vez los resultados entre los dos diseños propuestos en el sistema de tuberías: los tubos sencillos frente a los tubos bayoneta.

## 6.1 Diseños propuestos

---

- **Tubos sencillos:** Para los receptores que poseen el sistema de tuberías convencionales, hemos planteado receptores cuyo número de paneles oscilaban desde los 12 hasta los 24. Siempre aumentando el número de paneles de un diseño al siguiente de dos en dos, dado que debe existir el mismo número de paneles en ambos lados del receptor.

A su vez, en cada una de las propuestas en las que se ha variado el número de paneles, se han estudiado 8 posibles diámetros externos de los tubos, manteniendo constante el espesor de los mismos. Estos diámetros han sido:

$D_{ext}$ [mm]	88,9	73	60,3	48,3	42,2	33,4	26,7	21,3
----------------	------	----	------	------	------	------	------	------

- **Tubos bayoneta:** En esta ocasión se ha optado por emplear distintos diseños en los que se ha variado el número de paneles desde los 18 a los 24, siempre aumentando entre cada diseño 2 paneles. En cada configuración, nuevamente se ha variado el diámetro externo del tubo exterior como en el caso del tubo sencillo, aunque en esta ocasión, por cada uno de los diámetros externos del tubo exterior, se han evaluado tres posibles diámetros externos del tubo interior, cuyo valor se ha obtenido multiplicando el diámetro externo del tubo exterior por tres coeficientes: 0.3, 0.5 y 0.7. El espesor de los tubos se ha mantenido siempre constante.

## 6.2 Tubo sencillo

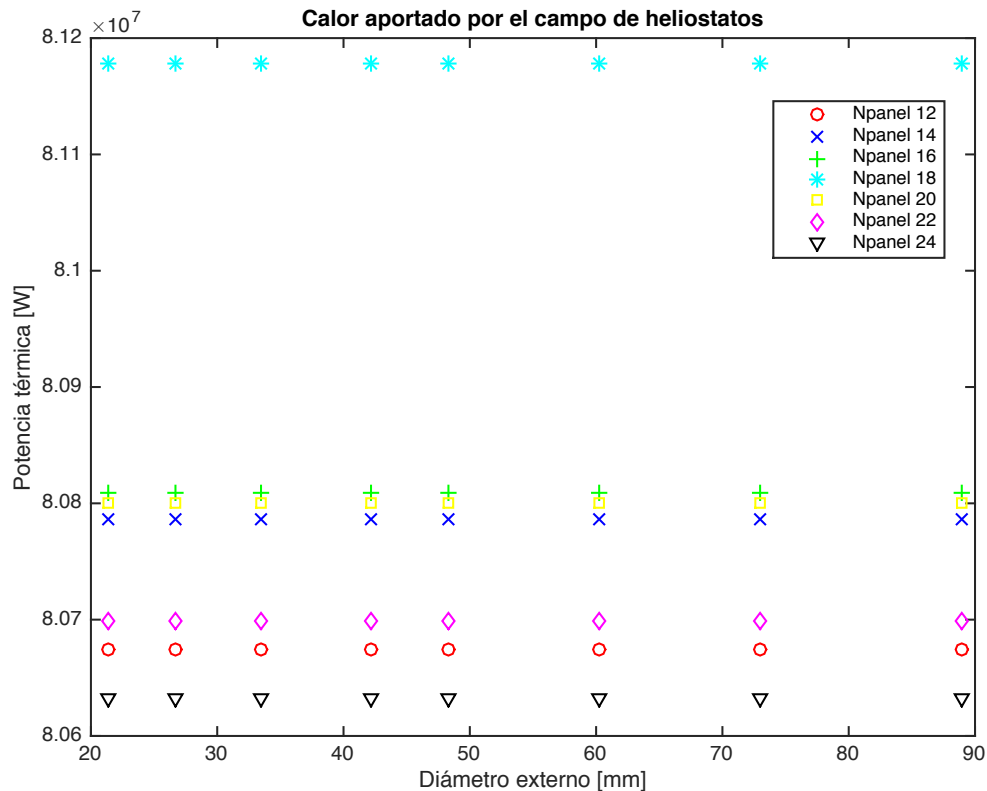
---

### 6.2.1 Balance energético

---

Nos centraremos en evaluar cómo los diferentes diseños propuestos para los receptores de tubo sencillo afectan al calor que se transfiere al fluido calor portador, y además aprovecharemos para evaluar las pérdidas térmicas que se producen, ya sean radiativas o convectivas. Pretendemos obtener un diseño que sea capaz de maximizar la cantidad de calor transferido al fluido de trabajo logrando por tanto un mejor aprovechamiento de la energía solar que alcanza su superficie.

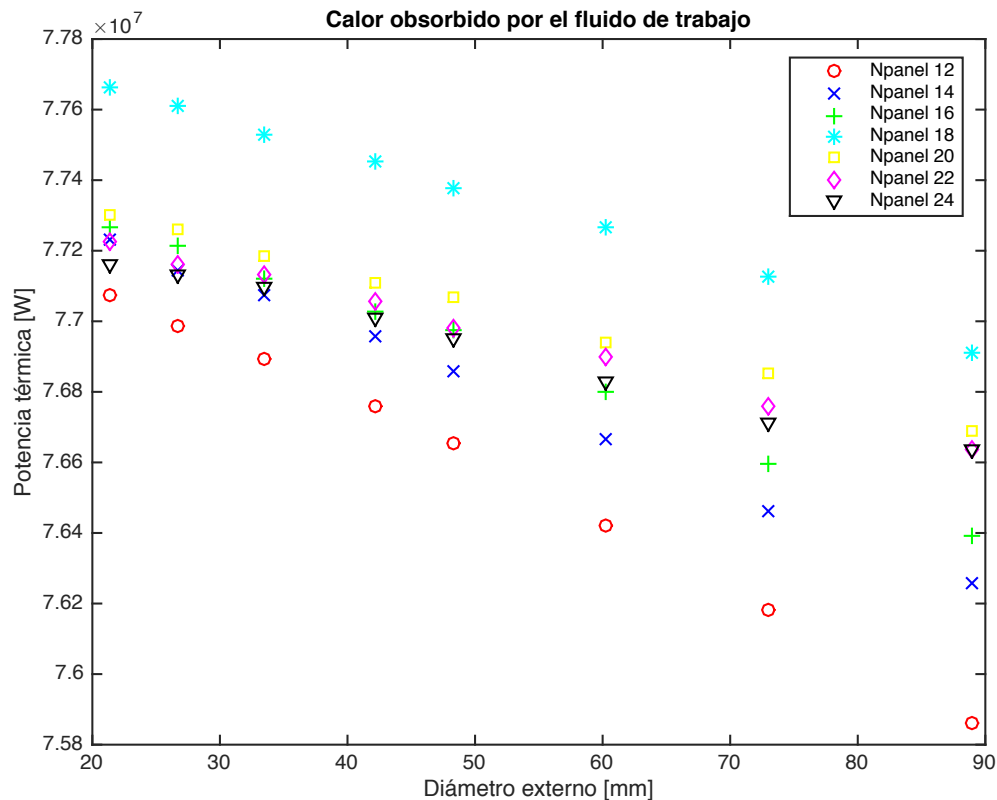
Cabe resaltar que para que el estudio que se va a realizar sea de mayor precisión sería imprescindible fijar como constante el valor de la radiación solar concentrada aportada por el campo de heliostatos, dado que en el presente proyecto, a pesar de utilizar el mismo mapa radiativo para cada uno de los diferentes diseños de receptor, como consecuencia del modelo matemático empleado se han producido ligeras modificaciones entre la radiación que finalmente recibe el receptor en función del número de paneles que este posee, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura.



**Ilustración 11: Radiación solar aportada por el campo de heliostatos para cada receptor - Fuente: Propia**

Esto resulta de gran importancia a la hora de llevar a cabo el análisis de los resultados pues no debemos sacar conclusiones precipitadas a la hora de analizar los calores y las pérdidas en cada uno de los diseños hasta observar finalmente la eficiencia real que ofrecen los receptores.

- **Calor absorbido por los tubos:** A pesar de que el salto térmico en los diferentes receptores es el mismo, pues así hemos forzado a que sea nuestro modelo de cálculo, la masa de sales que circula por el interior del receptor es diferente para cada uno de ellos, y por tanto, la potencia absorbida. Observamos los resultados obtenidos:



**Ilustración 12:** Calor transferido al fluido en receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia

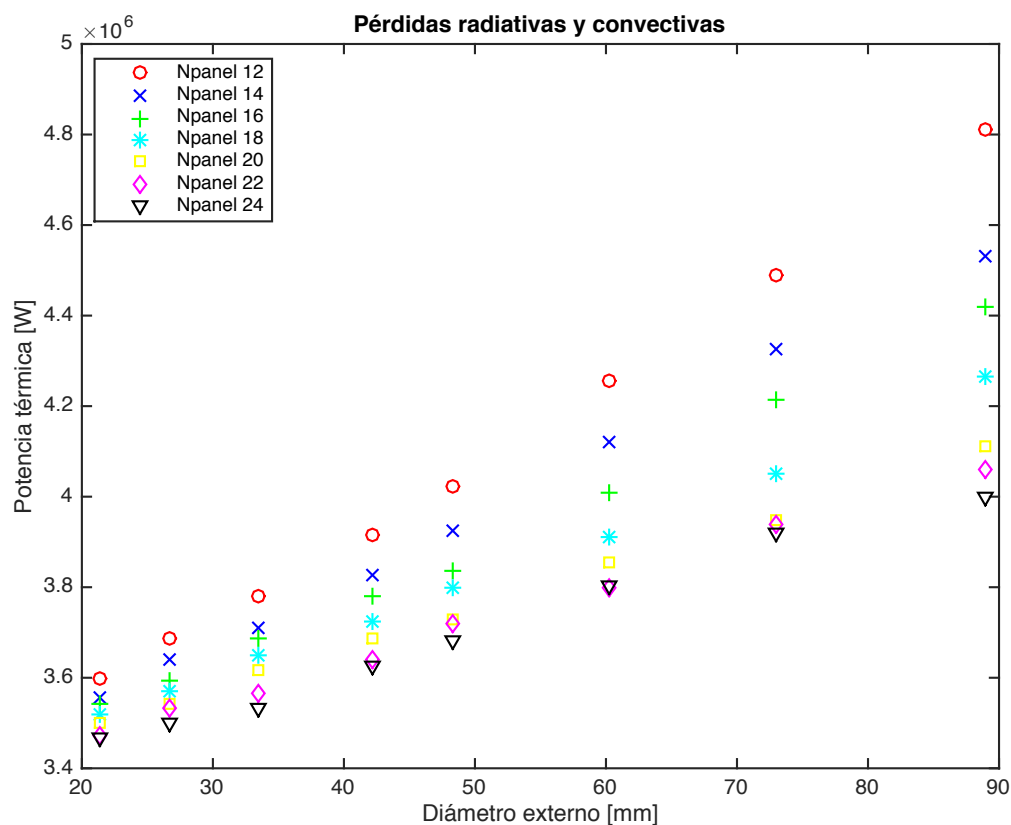
Observando la gráfica, nos damos cuenta de que a medida que aumentamos el diámetro de los tubos que conforman nuestro receptor, independientemente del número de paneles escogido, esto provoca una disminución en el calor que absorben los tubos, y como veremos posteriormente esto se traduce en receptores de inferior eficiencia, ya que el flujo de sales que atraviesa su interior debe ser más bajo para lograr el salto térmico deseado, y por tanto la capacidad de producción de la planta será inferior.

El motivo por el que se da este fenómeno es probablemente la disminución del coeficiente convectivo en el interior de los tubos. Como consecuencia del mayor área de paso de las sales en el interior de los tubos, estas tienden a moverse a una velocidad más baja. Esto se traduce en una capacidad inferior para la transferencia de calor desde el exterior de los tubos hacia el interior, dado el aumento de la resistencia convectiva que aparece entre la superficie interna de los tubos y el flujo de sales.

De forma teórica deducimos que deben ser los receptores de mayor número de paneles los que obtienen mejores resultados atendiendo al calor que capta el fluido calorportador. La explicación de este fenómeno estaría dada por la disminución del ancho del panel al aumentar el número de los mismos. Dado que el espacio para la colocación de los paneles es constante, comprobamos como si aumentamos el número

de paneles estos serán necesariamente más estrechos, y consecuencia de ello obtendremos un menor número de tubos por panel. Si el flujo de sales llega a un panel con un menor número de tubos, el flujo másico de las subcorrientes de sales generadas a partir de la corriente principal será mayor, y por tanto esto provoca un aumento en la velocidad de la circulación de la sal a través del interior de los tubos. Nuevamente en este caso se produce un aumento del coeficiente convectivo interno facilitando el paso del flujo de calor hacia el fluido calorportador. En las gráficas no podemos apreciar este fenómeno dado que el calor que ha aportado el propio campo de heliostatos ha variado en función del número de paneles, no obstante, comprobamos como en el caso del conjunto de receptores de 12 paneles, a pesar de no ser el conjunto de paneles que menor calor recibe por parte del campo de heliostatos, sí son los que menor calor captan.

- **Pérdidas:** Evaluamos a continuación la suma de las pérdidas radiativas y convectivas que se producen en cada uno de los diseños propuestos:



**Ilustración 13: Pérdidas convectivas y radiativas en receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia**

Observamos que nuevamente son los receptores de mayor diámetro de los tubos los que poseen una mayor cantidad de pérdidas. Dado que la potencia térmica recibida por los receptores de mismo número de paneles es constante, podemos deducir que serán aquellos receptores que mayor potencia térmica transfieran al fluido los que a su vez poseerán unas menores pérdidas.

Se debe tener en cuenta además que si el calor transferido al fluido es menor dada la disminución en la velocidad del mismo, con el consecuente aumento de la resistencia convectiva interior, esto provocará una menor refrigeración de los tubos y como consecuencia de ello, un aumento en la temperatura en el sistema de tuberías. Si la temperatura de los tubos es más alta necesariamente el salto térmico que aparece entre la superficie de los tubos y el ambiente o los alrededores es mayor, por lo que las pérdidas radiativas y convectivas reflejadas en las expresiones (9) y (15) respectivamente serán superiores.

### 6.2.2 Temperaturas

---

Con el fin de evitar que se produzca una descomposición de las sales como consecuencia de la alta temperatura así como poder controlar la corrosión en el interior de los tubos, es importante evaluar la temperatura máxima alcanzada por estas a su paso por el receptor, con el fin de poder descartar aquellos diseños en los que dicha temperatura supera la máxima permitida, que en el caso de las sales estudiadas es de 595°C y en el material empleado para la producción de los tubos es de 620°C (26).

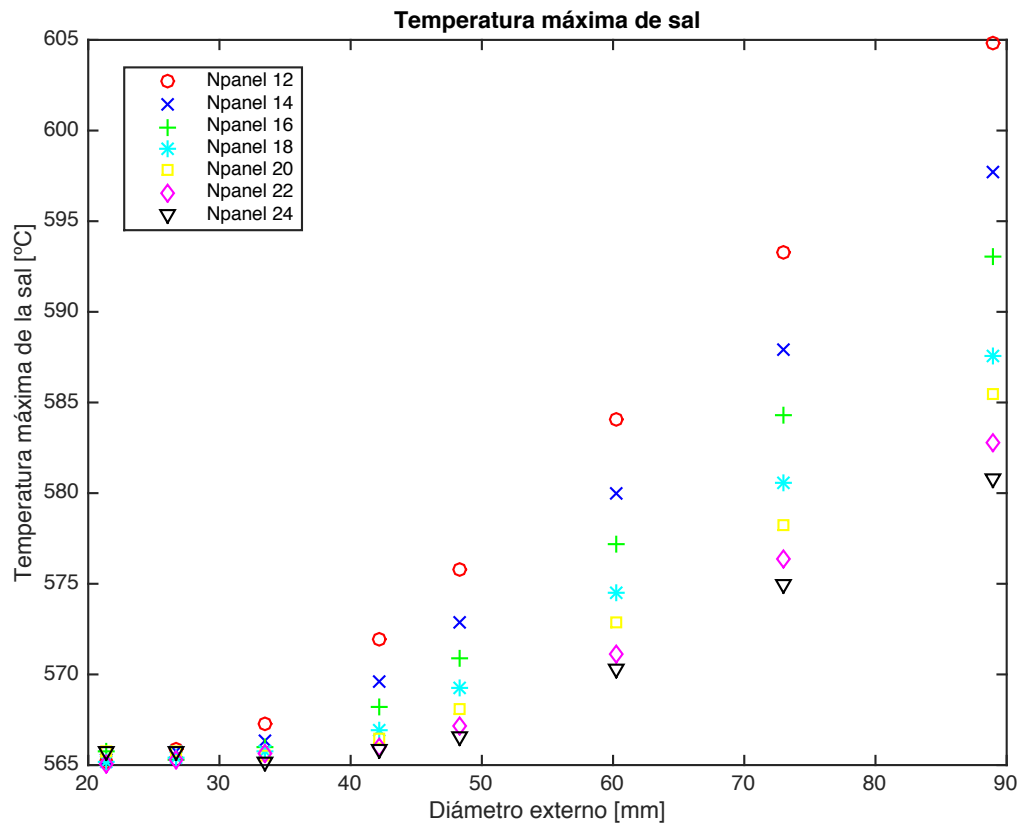
La temperatura de la sal en el interior de los tubos es homogénea, puesto que forzamos a que su paso a través del interior de los mismos sea del tipo turbulento, no obstante, y dada la existencia de la capa límite de convección dada la transferencia de calor a través de los tubos, sabemos que la máxima temperatura de la sal a lo largo del problema se sitúa en la superficie interior del tubo externo, sometido directamente a la radiación solar concentrada. Es decir, la película de sales en contacto con la superficie interna de los tubos será donde evaluemos la temperatura dado que es en ese punto en el que aumenta el riesgo de corrosión del material y degradación de las sales.

Con el paso del tiempo, es habitual que las sales arrastren partículas en suspensión derivadas de la oxidación de los tubos así como la degradación de las sales y suciedad. Estas partículas se depositan en la superficie de los tubos dificultando el avance del calor hasta llegar a la corriente de sales, y por ello, debe ser tenida en cuenta a la hora de calcular la temperatura máxima de sales.

Tenemos por tanto que la resistencia térmica que encontramos desde la superficie exterior del tubo hasta la película de sales es:

$$R_{ensu, sen} = \frac{R'_{ensu}}{A_{int}} \quad (103)$$

Observamos los resultados obtenidos en el caso de los receptores con tubo sencillo:



**Ilustración 14:** Temperatura máxima que alcanza la sal en los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia

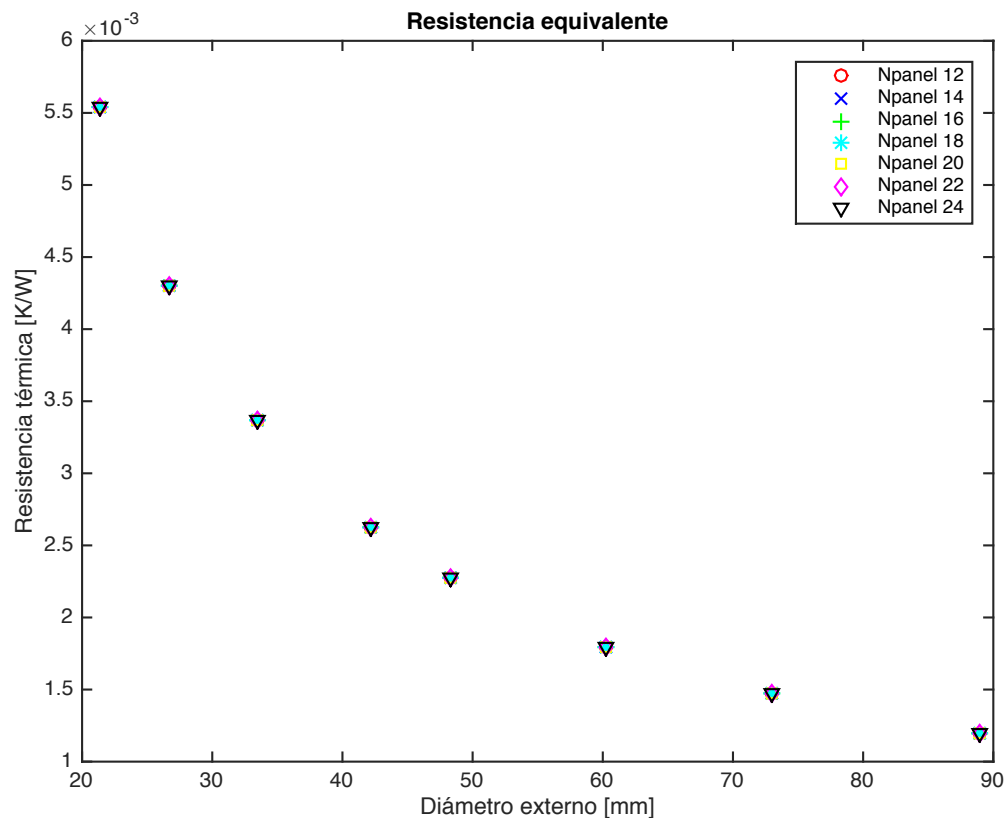
Podemos comprobar como a medida que aumentamos el número de paneles, existe una progresión de la temperatura máxima alcanzada por las sales, no obstante, en ninguna de las configuraciones se supera el límite permitido y por tanto no existe riesgo de degradación de las sales o corrosión del material de los tubos.

Sabemos que la temperatura de película de las sales puede calcularse como:

$$T_{film} = T_{wall} - (R_{ensu} + R_{cond}) * Q_t \quad (104)$$

Observamos la evolución de la suma de ambas resistencias en los diferentes diseños del receptor:





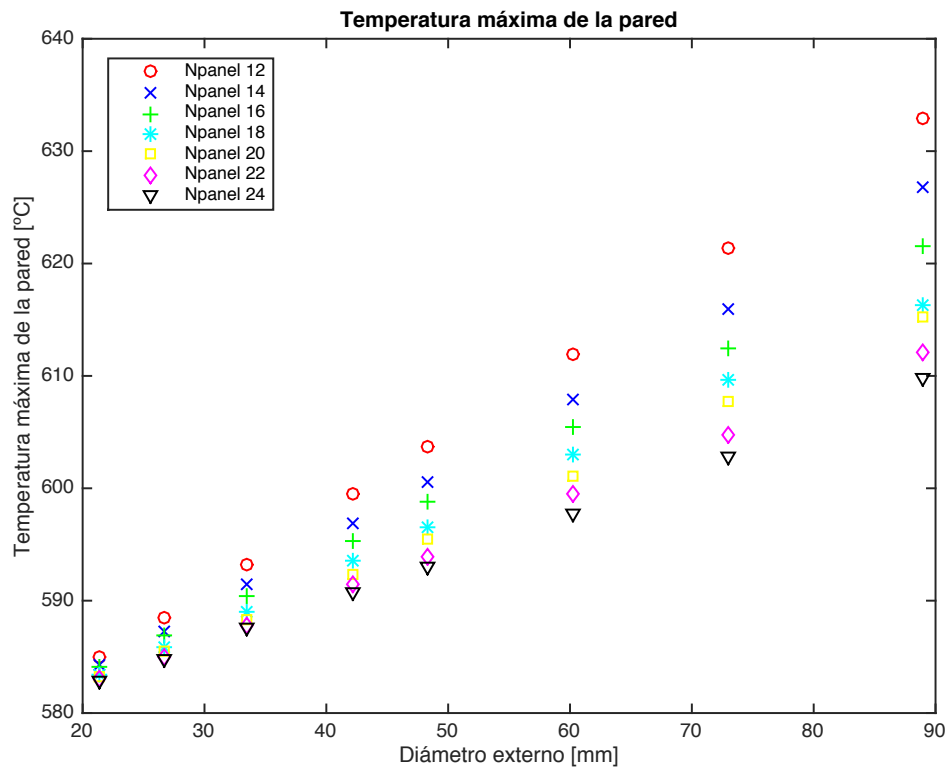
**Ilustración 15:** Resistencias equivalentes en los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia

Vemos cómo aunque aumentemos el número de paneles, la resistencia equivalente, que solo varía como consecuencia de los cambios en el diámetro de los tubos coincide entre los diferentes diseños que poseen distinto número de paneles pero el mismo diámetro externo.

Al mismo tiempo podemos comprobar como la resistencia térmica se hace menor a medida que aumenta la sección de paso de las sales, pues al haber mantenido el espesor de los mismos constante, conseguimos que la resistencia de conducción vea disminuido su numerador a medida que aumenta el diámetro. Al mismo tiempo, en el caso de la resistencia de ensuciamiento, el área interior del tubo, posición en la que se encuentra la capa de suciedad, aumenta a medida que lo hace el diámetro interno, y por tanto esta resistencia también disminuye su valor. Llegamos a la conclusión por tanto de que la resistencia global se ve disminuida a medida que aumenta el diámetro. Cuanto menor es la resistencia térmica, menor es la diferencia térmica entre la temperatura de pared exterior del receptor y de la propia sal.

Es importante evaluar la temperatura máxima alcanzada en los propios tubos, pues además del riesgo existente de que se produzca la degradación de las sales, también existe riesgo de daño en los propios tubos si superamos la temperatura de 620°C puesto que por encima de este valor, el acero del que están fabricados comienza a degradarse

aumentando el riesgo de picaduras y oxidación de los tubos. Observamos los resultados obtenidos en los receptores de tubo sencillo:



**Ilustración 16: Temperatura máxima alcanzada en la pared de los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia**

Comprobamos en la gráfica como aumento en el diámetro de los tubos que conforman el receptor se traduce en un aumento de la temperatura máxima de la pared. Como bien sabemos gracias a las expresiones para el cálculo de las pérdidas radiativas **(9)** y convectivas **(15)**, un aumento en la temperatura de pared provoca un mayor salto térmico entre dicha pared y alrededores, lo que se traduce en mayores pérdidas. Esto justifica que sean los receptores con mayores pérdidas los que a su vez posean una mayor temperatura de pared, y por tanto las gráficas de temperaturas máximas y pérdidas sigan las mismas tendencias en los distintos receptores estudiados.

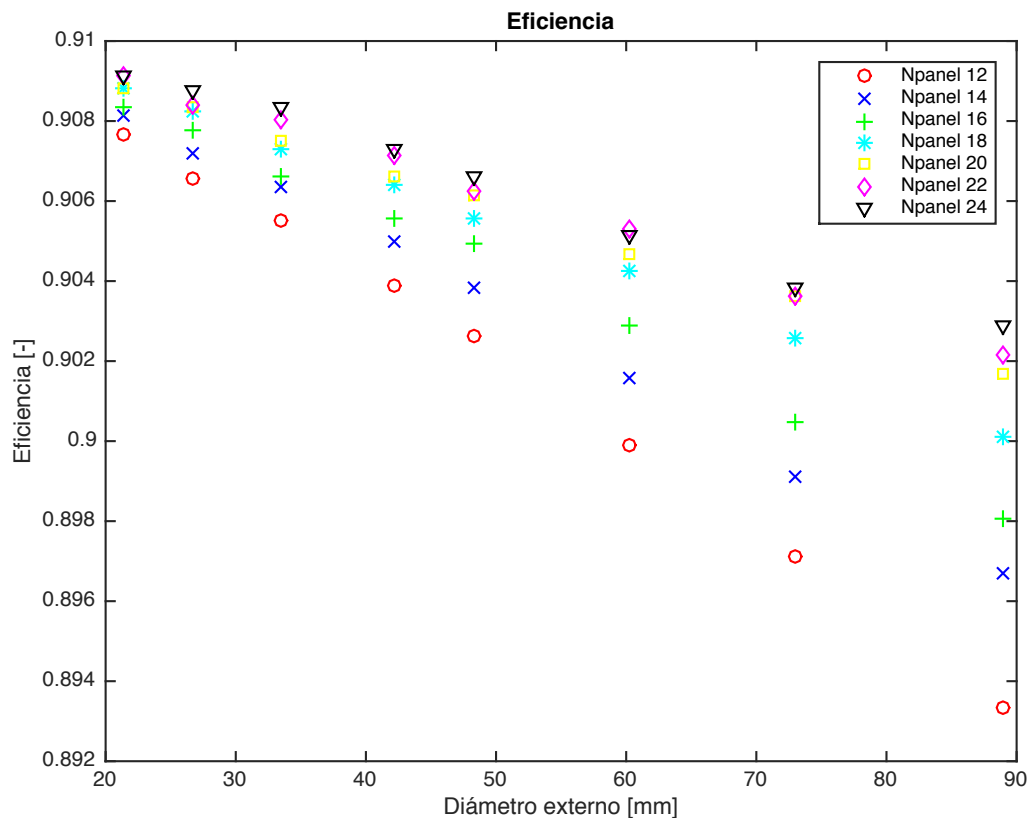
Este fenómeno también puede explicarse por la disminución del calor absorbido por el flujo de sales, ya que dado que estas circulan a velocidad inferior a través del tubo, este tendrá una menor refrigeración y por tanto se eleva la temperatura alcanzada tanto en la región exterior del tubo como en la película de sales en contacto con la cara interna de la tubería.

Atendiendo a estos parámetros son nuevamente los receptores de menor diámetro y mayor número de paneles los que resultan más interesantes a la hora de seleccionar

el mejor diseño. Siguiendo las limitaciones impuestas por el material empleado para los tubos y el propio fluido calor portador descartamos el uso de todos aquellos receptores cuya temperatura de film quede por encima de los  $595^{\circ}\text{C}$  así como aquellos receptores cuya temperatura máxima de pared supere los  $620^{\circ}\text{C}$ .

### 6.2.3 Eficiencia

Empleando la expresión **(102)** procedemos al cálculo de la eficiencia en los diferentes receptores propuestos con sistema de tuberías sencillas. Observamos los resultados obtenidos:



**Ilustración 17: Eficiencia de los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia**

Comprobamos que a medida que aumentamos el número de paneles, para cualquiera de los diámetros empleados, se produce un aumento de la eficiencia, siendo esta diferencia más acusada para los mayores diámetros.

Siguiendo las explicaciones anteriores, son los diseños que menor resistencia ofrecen al paso de la potencia térmica procedente del campo de heliostatos hacia el fluido calorportador, los que a su vez mejores eficiencias obtienen. Tanto el aumento en el número de paneles como la disminución del diámetro de tubo son factores que provocan una mayor velocidad de paso de las sales a través de los tubos, mejorando su

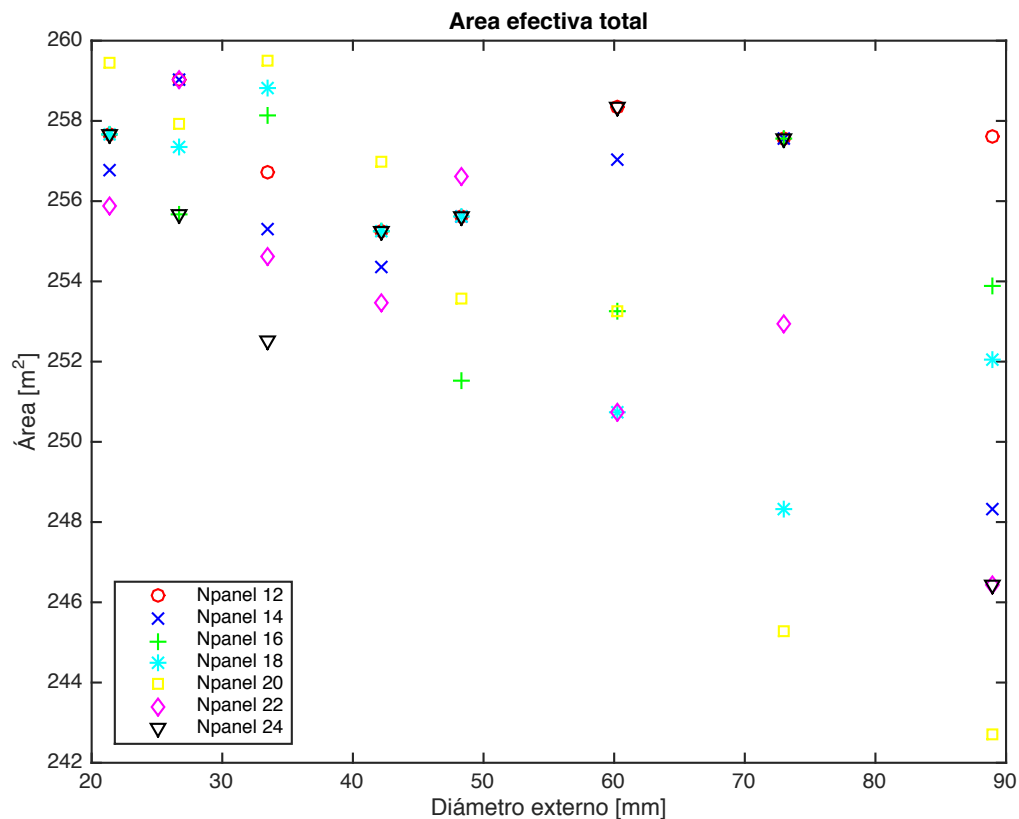
refrigeración y por lo tanto aumentando el calor que son capaces absorber, lo que se traduce en que son estos diseños los que permitirían a su vez un aumento en la producción eléctrica en el ciclo de potencia de la central termosolar.

Así mismo, sabemos que esta tendencia puede venir dada por el área efectiva de radiación que encontramos en cada uno de los receptores. El programa de cálculo en función del ancho del panel y del diámetro exterior del tubo exterior elegido, redondea a la baja el número de tubos que se pueden instalar en la parrilla del panel con el fin de que estos posean suficiente espacio para ser instalados, de forma que para calcular el número de tubos:

$$N_{tubos} = \frac{W_{panel}}{P_t} \quad (105)$$

En el panel en el que obtengamos, por ejemplo, un valor de 31,1 tubos se instalarán por cada panel 31 tubos, no obstante, en el panel en el que el valor obtenido sea de 31,9 tubos también se instalarán 31 tubos, obteniendo en este último receptor una menor compactación entre los tubos. Como consecuencia de ello, en los diseños menos compactos obtendremos una menor cantidad de radiación que alcanza de forma directa los tubos, y dado que la radiación es constante y a pesar de la colocación de una superficie re-radiante en la parte posterior de los mismos que permite recuperar una parte de la radiación que llega al espaciado entre tubos, observamos como son los receptores de mayor números de paneles y menor diámetro los que nos ofrecen mejores resultados.

Según la programación llevada a cabo, el espaciado existente entre los tubos, viene dado por el diámetro externo que poseen estos, de forma que el área efectiva de radiación también dependerá del diámetro y número de paneles escogido. Evaluamos dicho área para los diferentes receptores.



**Ilustración 18: Área efectiva en los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia**

A pesar de la colocación de la superficie re-radiante en la estructura, en los diseños en el que el espaciado entre los tubos es superior, existe una mayor fracción de radiación procedente del campo de heliostatos que no alcanza directamente los tubos, y que por tanto, a pesar de la recuperación producida tras la reflexión sobre la superficie re-radiante, aumenta la radiación que vuelve nuevamente al ambiente, y por tanto aumentan las pérdidas radiativas.

Por otro lado, en el caso de las pérdidas convectivas tanto un aumento en el área de tubos en contacto directo con el ambiente o un incremento en el salto térmico existente entre la superficie de los mismos y el propio aire que lo rodea provoca a su vez un crecimiento de estas pérdidas.

El aumento de ambas implicará directamente una disminución del calor que pasa al interior de los tubos, y por tanto que se transfiere al fluido térmico, es decir la eficiencia disminuye. Siguiendo lo marcado por este criterio, deberíamos optar por aquellos receptores con mayor número de paneles pero que posean diámetros pequeños, ya que podemos comprobar en la gráfica como además tienden a ser de los diseños que mayor área efectiva de radiación poseen, es decir, que mayor área de tubo recibe directamente la radiación y a su vez que mayor grado de compactación poseen.

Comprobamos no obstante que las gráficas de eficiencia no siguen el mismo patrón que el área efectiva, lo que nos permite deducir que estas variaciones entre las áreas efectivas de los diferentes receptores, a pesar de sí afectar al calor que finalmente absorbe el fluido calorportador no afecta tanto como el área de paso que ofrecen los tubos en función del diámetro elegido.

#### 6.2.4 Pérdida de carga

---

Como consecuencia de la viscosidad de las sales, y la rugosidad ofrecida por la superficie de los tubos, se produce una fricción en la corriente de sales que se opone al avance de las mismas. Este fenómeno es conocido como pérdida de carga y produce un decremento en la presión de la corriente que puede llegar a parar el avance del flujo de sales, taponar el sistema de tuberías o incluso revertir la corriente, así mismo, la presencia de accesorios como codos, expansiones o contracciones en el sistema de tuberías favorece este fenómeno.

El sistema de bombeo es el encargado de aportar la energía a la corriente para compensar esta pérdida de presión y que las sales fluyan a través del receptor. En el uso de otros fluidos térmicos, el sistema de bombeo no requiere aportar grandes sobrepresiones, pero en el caso de las sales solares este fenómeno no es nada despreciable.

Para realizar el cálculo de la pérdida de carga total sufrida por la corriente de sales deben tenerse en cuenta dos tipos de pérdidas:

1. **Pérdidas primarias:** Son pérdidas de presión derivadas de la fricción entre el fluido y el propio conducto.
2. **Pérdidas secundarias:** Hace referencia a las pérdidas de presión producidas por la presencia de accesorios. En el caso del problema se tendrán en cuenta exclusivamente las contracciones producidas en cada tubo a la entrada del mismo y salida del colector de sales de entrada. El valor del coeficiente de pérdidas de la contracción será  $K_{contr} = 1$ . Por otro lado, también se tendrán en cuenta las pérdidas por la expansión que sufre la tubería al final de la misma, coincidiendo con la entrada al colector de sales de salida. El valor del coeficiente de expansión será  $k_{expan} = 0,5$ .

Para calcular la caída de presión aplicaremos las ecuaciones de continuidad a lo largo de una línea de corriente que recorra cada sección diferencial del tubo del receptor. Supondremos que la diferencia de cotas existente entre el punto de entrada y de salida

de cada sección diferencial es despreciable, puesto que finalmente a su vez supondremos que la entrada y salida del receptor se encuentran a una misma altura

$$\begin{aligned} & \left( p_{in} + \frac{1}{2} \rho v_{in}^2 + \rho g z_{in} \right) - \left( p_{out} + \frac{1}{2} \rho v_{out}^2 + \rho g z_{out} \right) \\ &= \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2 * L_{tfif} * \lambda}{\pi^2 * D_{int}^5 * \rho_{sal}} \end{aligned} \quad (106)$$

Realizando las simplificaciones pertinentes, dado que no existen cambios en la sección de paso de la sal, la energía cinética en ambos puntos es la misma, así como la energía potencial por la suposición explicada anteriormente llegamos a que:

$$\Delta p_{prim,dif} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2 * L_{tdif} * \lambda}{\pi^2 * D_{int}^5 * \rho_{sal}} \quad (107)$$

El término  $\lambda$  hace referencia al factor de fricción, el cual es dependiente de la rugosidad relativa de nuestra tubería y del número de Reynolds. Para calcular su valor, hemos recurrido a la expresión de Colebrook-White (1939):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log_{10} \left( \frac{2,51}{Re_D * \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,71 D_{int}} \right) \quad (108)$$

Así mismo, debemos tener en cuenta la pérdida de carga producidas durante la subida de las sales al receptor. Para ello, hemos considerado que utilizamos una tubería de 50 centímetros de diámetro interior con la misma rugosidad que los tubos de nuestro receptor, siendo la altura de la torre de 100 metros. Llegamos a la siguiente expresión:

$$\Delta p_{prim,sub} = \frac{8 * \dot{m}_{total}^2 * H * \lambda}{\pi^2 * D_{sub}^5 * \rho_{sal}} \quad (109)$$

Una vez hemos obtenido las pérdidas primarias en cada sección, basta con sumar todas las pérdidas primarias:

$$\Delta p_{prim,TOTAL} = \sum \Delta p_{prim,dif} + \Delta p_{prim,sub} \quad (110)$$

No obstante, a este incremento de presión hay que añadir las pérdidas secundarias, que podrán ser calculadas como:

$$\Delta p_{sec} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2}{\pi^2 * D_{int}^4 * \rho_{sal}} * N_t * N_{panel} * (K_{contr} + k_{expan}) \quad (111)$$

Sumando ambas pérdidas obtendremos finalmente la caída total de presión de la corriente. Procedemos a observar los resultados obtenidos en los receptores con tubo sencillo:

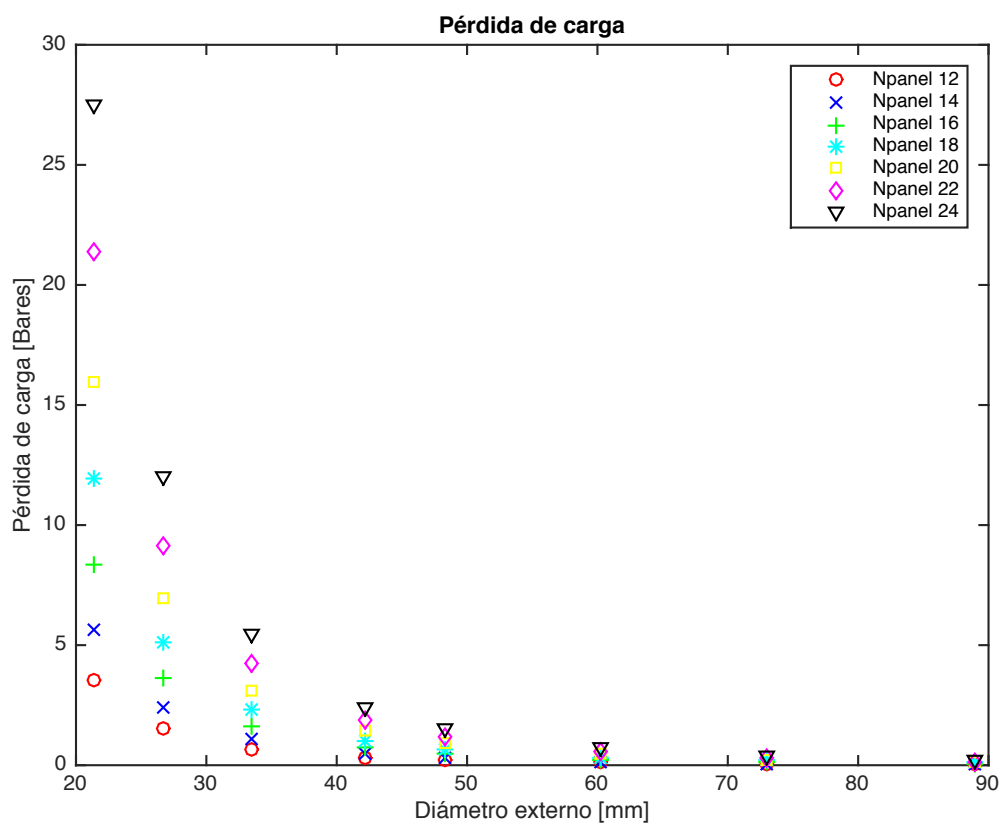


Ilustración 19: Pérdida de carga en los receptores de tubo sencillo - Fuente: Propia

Observando los resultados comprobamos como el aumento del número de paneles, provoca un aumento en la pérdida de carga. Debemos tener en cuenta que el aumento de paneles implica un mayor recorrido de la sal a través del receptor. Además de aumentar las pérdidas primarias, también los hacen las pérdidas secundarias dado que por cada panel que agregamos este tendrá colectores de entrada y salida, con sus respectivas expansiones y contracciones en el sistema de tuberías.

Comprobamos como si evaluamos los distintos receptores posibles, para un mismo número de paneles son los menores diámetros los que nos ofrecen una mayor



resistencia al paso de la corriente de sales dificultando el avance de las mismas. El encontrarnos con una sección de paso tan pequeña y dada la elevada viscosidad de las sales, el flujo másico que requieren estos receptores para lograr el salto de temperaturas deseado provoca altas velocidades de la sal en el interior de los tubos. Esto unido a las propiedades físicas de la sal a temperaturas próximas a la temperatura de cristalización provoca que se eleve el factor de fricción, que unido a un diámetro de tubo pequeño (aumento del numerador y disminución del denominador de la ecuación **(107)**) provoca un elevado crecimiento de las pérdidas primarias.

Esta pérdida de carga que se produce en el sistema de tuberías de nuestra central debe ser compensada por el sistema de bombeo de la misma. Dicho sistema de bombeo es alimentado directamente por la generación de corriente del ciclo de potencia de nuestra planta. Es por ello que si la sobrepresión que nuestro sistema debe aportar supera los 20 bares, consideraremos que la planta deja de ser viable, debido al propio consumo requerido por el sistema de bombeo. Atendiendo a este criterio observamos como son precisamente los receptores que mejores resultados nos han ofrecido en los apartados anteriores: mayor número de paneles y menor diámetro, los que a su vez poseen mayor pérdida de carga. Para elegir nuestro diseño de receptor de tubos sencillos elegiremos por tanto aquel que posea el máximo número de paneles, pero cuyo diámetro haga que la pérdida de carga quede por debajo de los 20 bares, buscando siempre que dicho receptor tenga una eficiencia elevada.

#### 6.2.5 Diseño óptimo de receptor de tubo sencillo

Como hemos analizado en los anteriores apartados, son los receptores de tubo sencillo de menor número de paneles los que nos ofrecen un mejor aprovechamiento de la radiación concentrada que alcanza su superficie. Además de poseer una gran eficiencia estos receptores son seguros, dado que logran una mejor refrigeración del sistema de tuberías al aumentar la velocidad del paso del flujo de sales a través de su interior, logrando una disminución de la temperatura de film de la corriente de sales, por lo que hay un menor riesgo de degradación de estas, así como de la temperatura de la cara externa de los tubos, con lo que se reduce el riesgo de corrosión o desgaste térmico del material.

El problema viene dado por la pérdida de carga que estos receptores poseen. Sabemos que un aumento por encima de los 20 bares en la pérdida de carga de la corriente de sales provocaría un aumento en el consumo del sistema de bombeo, haciendo que dicho autoconsumo sea desproporcionado en comparación con la producción de la planta. Atendiendo a todos estos criterios, el receptor que se ha

seleccionado como óptimo entre los analizados con un sistema de tuberías sencillas es el siguiente:

Tipo de tubo	$D_{ext}$ [mm]	Número de paneles	Temperatura máxima en pared [°C]	Temperatura máxima de film [°C]	Eficiencia [-]	Pérdida de carga [Bares]
Sencillo	26,7	24	584,7	565,8	0,9088	12,53

Tabla 5: Diseño óptimo de receptor de tubo sencillo - Fuente: Propia

Resulta interesante analizar la evolución que sufre el calor absorbido por el fluido calorportador a lo largo del sistema de tuberías en el caso del receptor que ha sido seleccionado como óptimo. En la siguiente gráfica, podremos apreciar además la evolución de las pérdidas convectivas y radiativas:

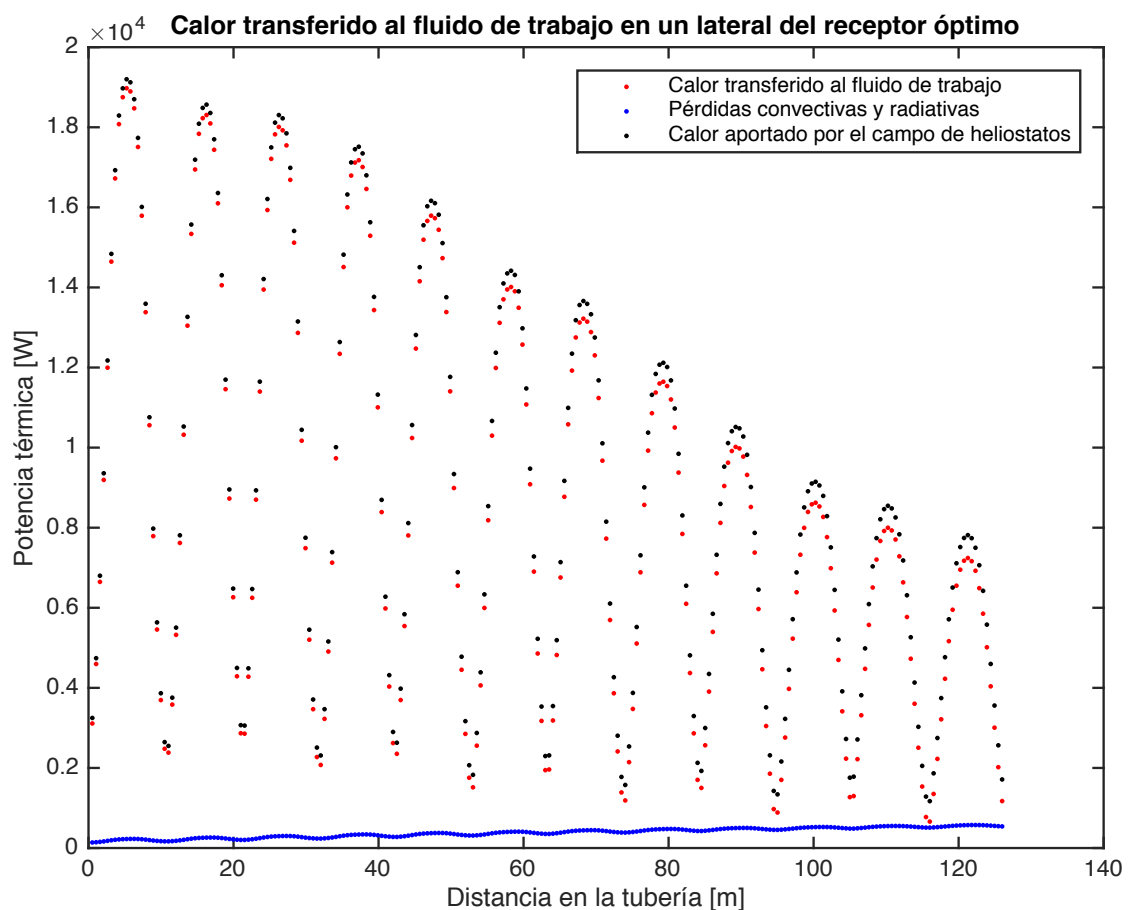
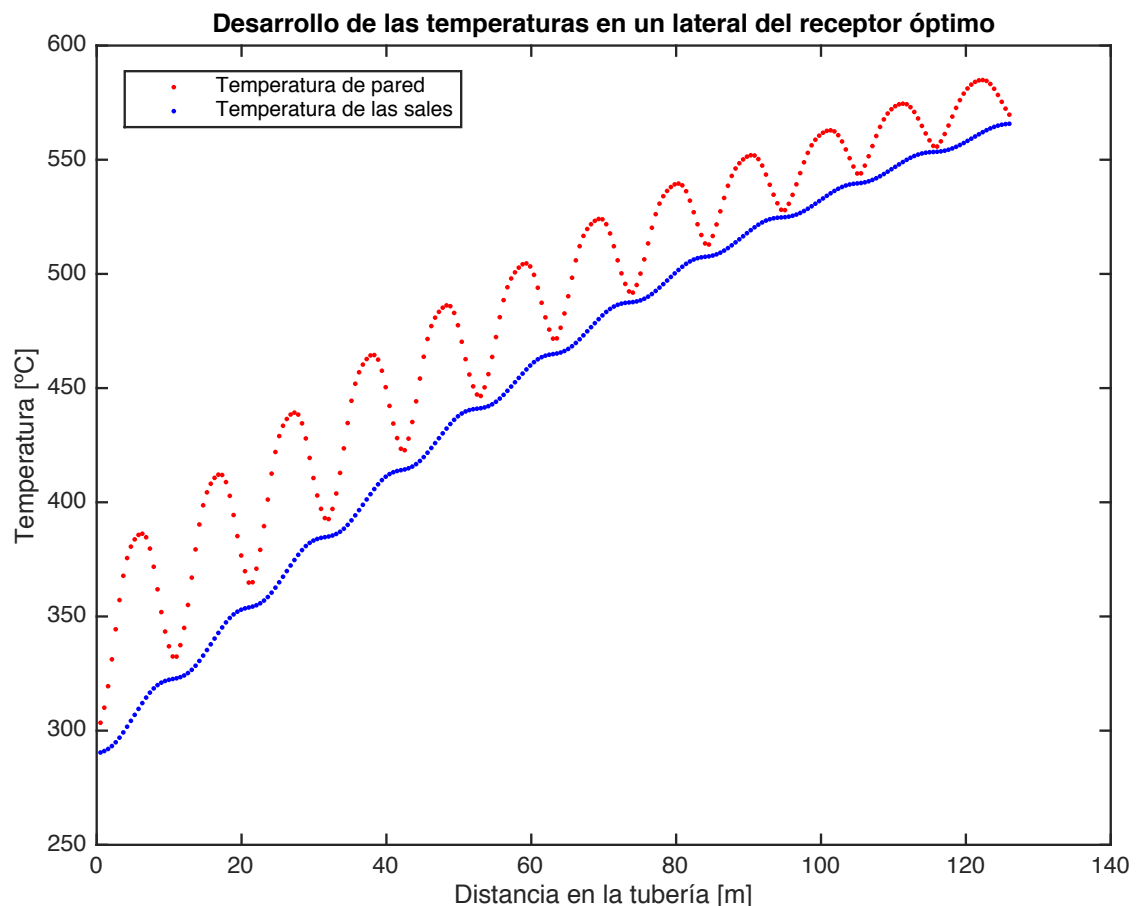


Ilustración 20: Calor transferido al fluido de trabajo en un lateral del receptor óptimo de tubos sencillos – Fuente: Propia

Comprobamos gracias al gráfico como el calor absorbido por el fluido de trabajo sigue el mismo patrón que el calor aportado por el campo de heliostatos. Podemos apreciar las 12 curvaturas correspondientes a cada uno de los paneles que conforman un lateral del receptor, en los que como consecuencia del mapa radiativo aportado por

los heliostatos, alcanza unos valores de calor más elevados en el centro de los tubos por cada uno de los paneles. Así mismo, observamos como el calor aportado por los heliostatos es inferior a medida que avanzamos con el fluido en los distintos paneles, ya que según el mapa radiativo empleado, el punto en el que el fluido de trabajo penetra en el sistema de tuberías del receptor coincide con la zona de mayor radiación recibida. Además cabe destacar que la disminución en el calor absorbido por el fluido, pues además de la recepción de una menor radiación, esta reducción puede ser una consecuencia directa del calentamiento del propio fluido. Cuanto mayor es el salto térmico que se produce entre la entrada del fluido térmico y la temperatura a la que se encuentre la pared del tubo, mayor cantidad de calor puede pasar hacia nuestro fluido, dado que según la ley de enfriamiento de Newton, la pérdida de calor de un cuerpo es proporcional a la diferencia de temperaturas de dicho cuerpo y el medio que lo rodea. Es por ello que el fluido absorbe flujos de calor más elevados a su entrada al receptor, cuando a su vez su temperatura es más baja, no obstante, a medida que el fluido se va calentando, el flujo de calor absorbido se ve disminuido. Como consecuencia del calentamiento del fluido y su mayor dificultad para la absorción de calor, se produce un mayor calentamiento del sistema de tuberías que se traduce en un aumento de las pérdidas. Observamos la evolución de temperaturas:



**Ilustración 21: Desarrollo de temperaturas en el receptor óptimo de tubos sencillos – Fuente: Propia**

En la gráfica podemos apreciar como la pendiente de la curva que muestra la temperatura de las sales es más elevada durante el paso de la corriente de sales a través de los primeros paneles, en los que el salto térmico es más alto y por tanto provoca un mayor aumento del calor absorbido. Por otro lado, podemos apreciar como la temperatura de la pared va aumentando a medida que avanzamos en los distintos paneles que conforman el receptor. Es por este motivo que, al aumentar la diferencia de temperaturas entre la pared y los alrededores, se produce un aumento de las pérdidas convectivas y radiativas.

## 6.3 Tubo bayoneta

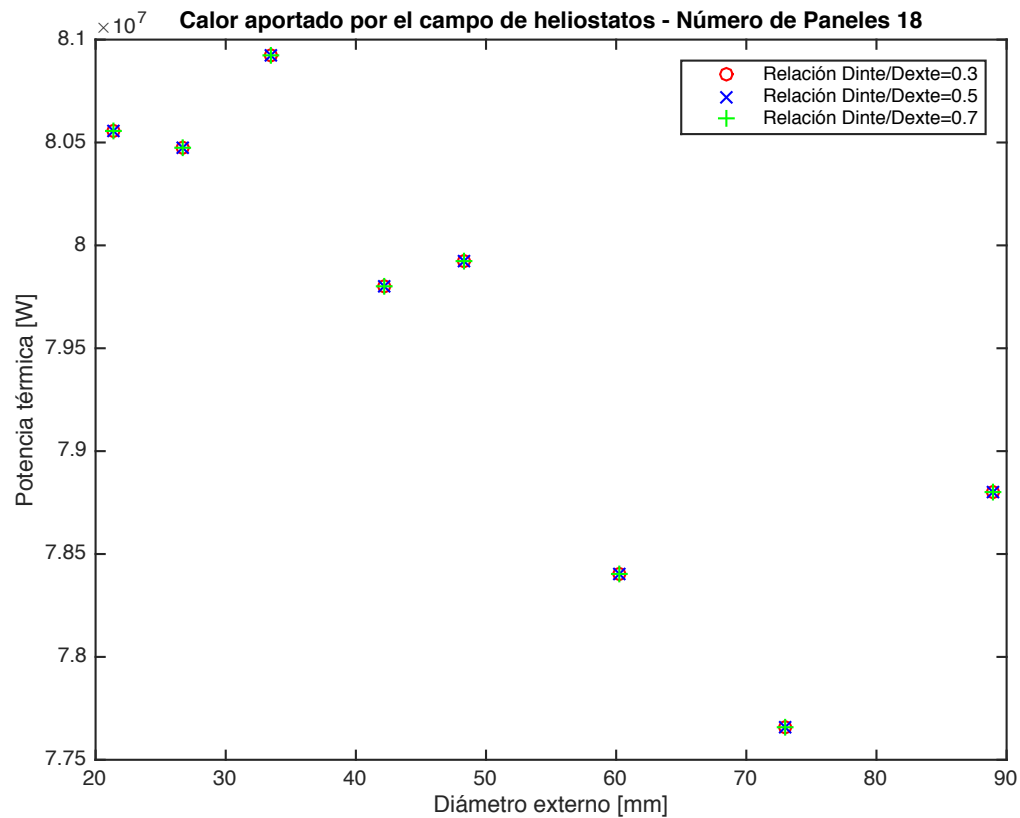
---

### 6.3.1 Balance energético

---

Evaluaremos los resultados obtenidos en el caso del tubo bayoneta. La misión es la misma, pues pretendemos maximizar la potencia térmica que se transfiere al fluido calorportador, intentando en la medida de lo posible obtener las menores pérdidas posibles.

Nuevamente debemos tener en cuenta de que para que el estudio que se va a realizar sea completamente preciso y con una mejor visualización de los resultados, sería necesario fijar un nuevo método de cálculo de la radiación solar ya que esta no ha sido constante para los diferentes receptores a pesar de poseer el mismo mapa radiativo. Debemos tenerlo en cuenta especialmente a la hora de analizar los calores y pérdidas ya que en los casos planteados, la aportación llevada a cabo por el campo de heliostatos no será constante. En los siguientes gráficos podemos observar el valor de la radiación solar aportada en cada uno de los receptores:



**Ilustración 22: Radiación solar aportada por el campo de heliostatos en los receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**

Comprobamos que el calor que ha aportado el campo de heliostatos no ha dependido de la relación de diámetros. En la siguiente gráfica mostramos el calor aportado por el campo de heliostatos para el conjunto de todos los receptores bayoneta analizados en función del número de paneles de estos:

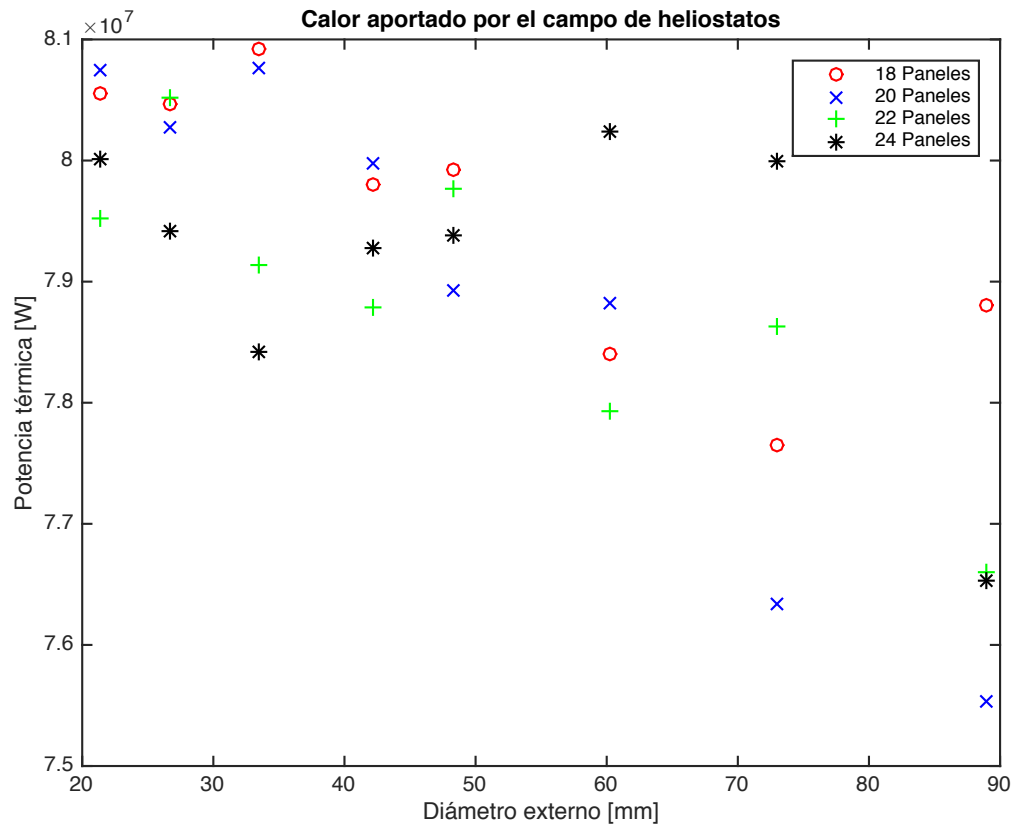
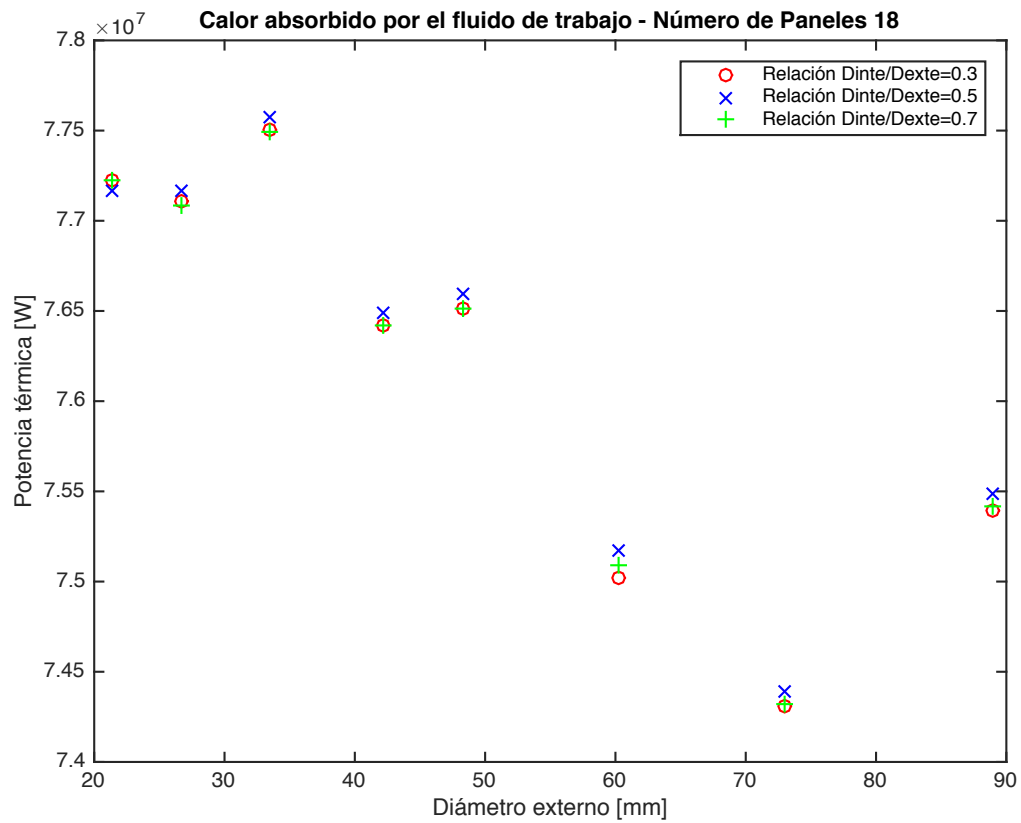
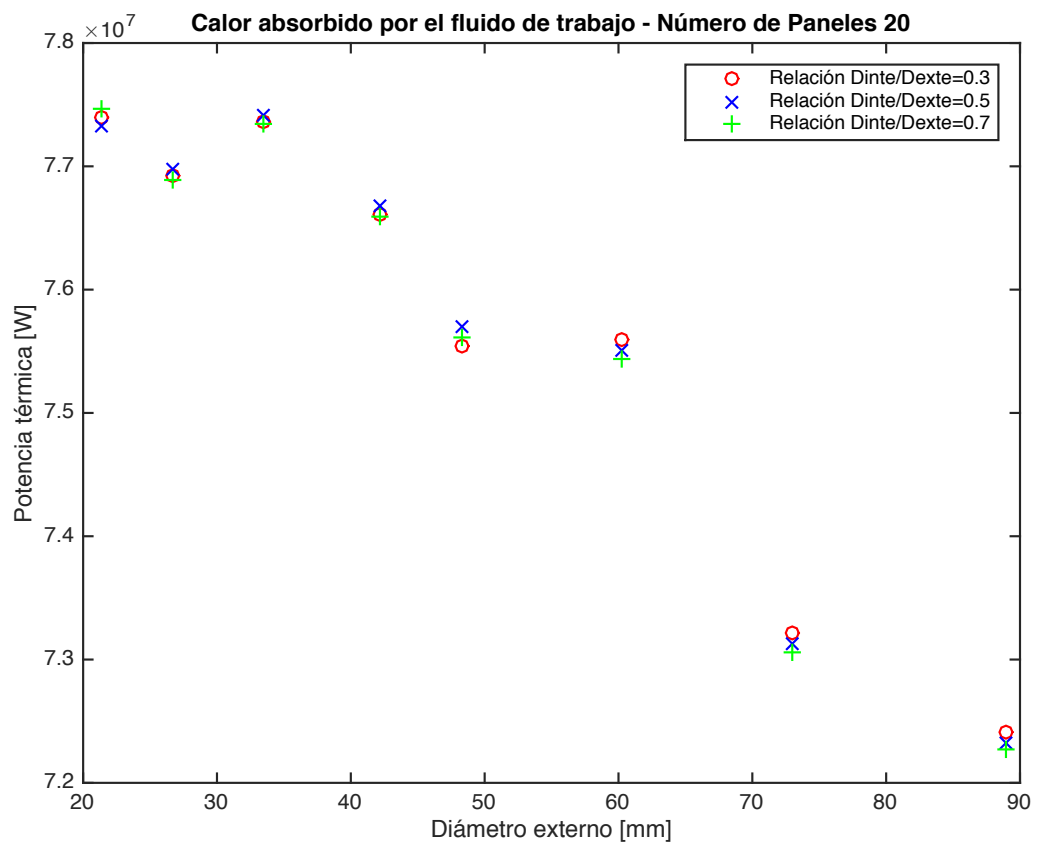


Ilustración 23: Radiación solar aportada por el campo de heliostatos en los receptores de tubo bayoneta -  
Fuente: Propia

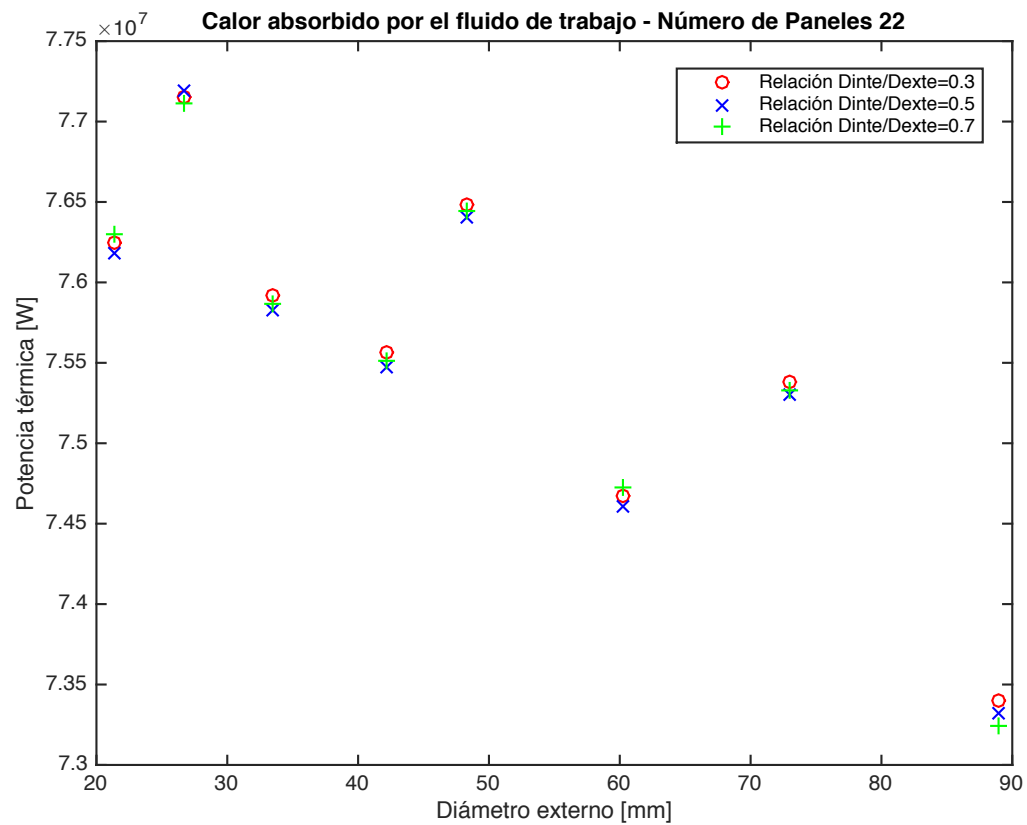
- **Calor absorbido por los tubos:** Observamos los resultados obtenidos en los diferentes receptores de tubo bayoneta.



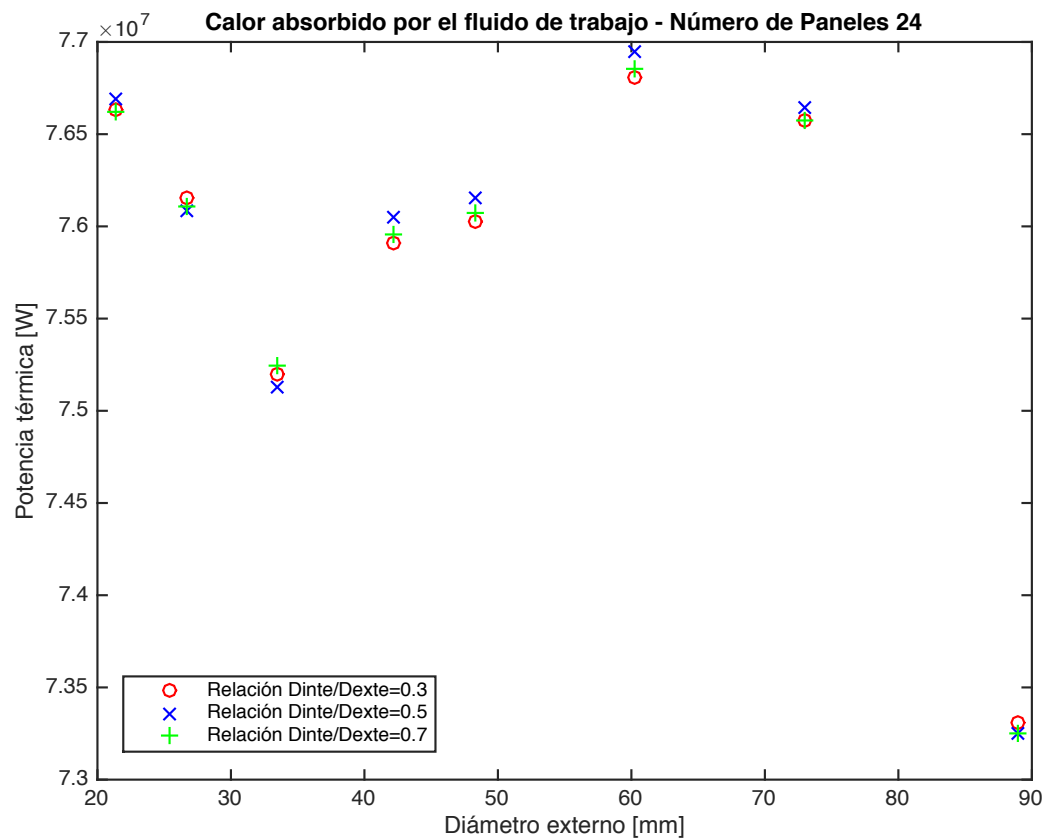
**Ilustración 24:** Calor transferido al fluido en receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia



**Ilustración 25:** Calor transferido al fluido en receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia



**Ilustración 26:** Calor transferido al fluido en receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia



**Ilustración 27:** Calor transferido al fluido en receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia

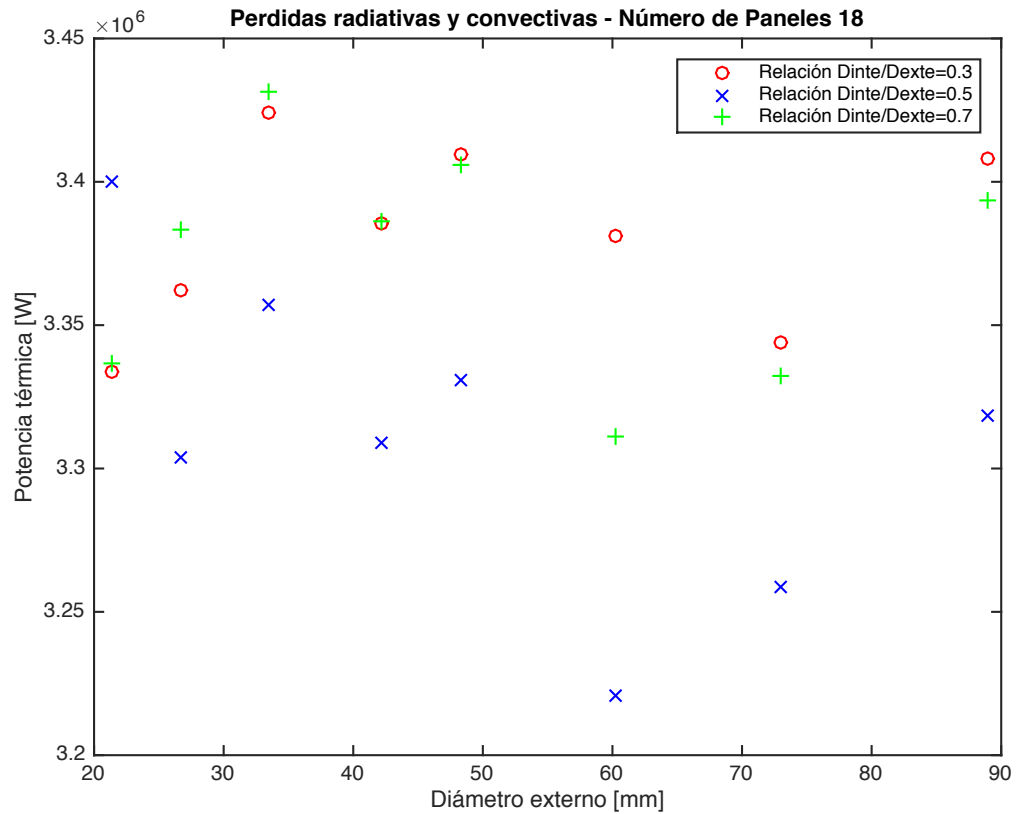


Antes de la obtención de los resultados numéricos debemos destacar que los resultados que se esperaban era la obtención de calor absorbido en los tubos bayoneta con relación de diámetros superior iba a estar por encima del resto de diseños en cualquiera de las configuraciones, es decir, para los distintos números de paneles. El motivo se encuentra en la disminución de la región anular por la que circula la corriente de sales a través del tubo bayoneta. Al emplear relaciones de diámetro más elevadas, dicha región es más pequeña forzando a las sales a pasar por la región anular a una mayor velocidad que lo que lo hace a través del tubo interior. Dado que la región anular es la que se encuentra más próxima al punto de mayor temperatura que es la cara exterior del tubo externo podemos pensar que una mayor velocidad en el flujo de sales en esta región implicaría una mejor refrigeración del tubo con la consecuente mayor absorción de calor. Al igual que se explicó en el tubo sencillo, el aumento de la velocidad de paso de las sales provoca un mayor coeficiente convectivo y por tanto una menor resistencia al paso del calor.

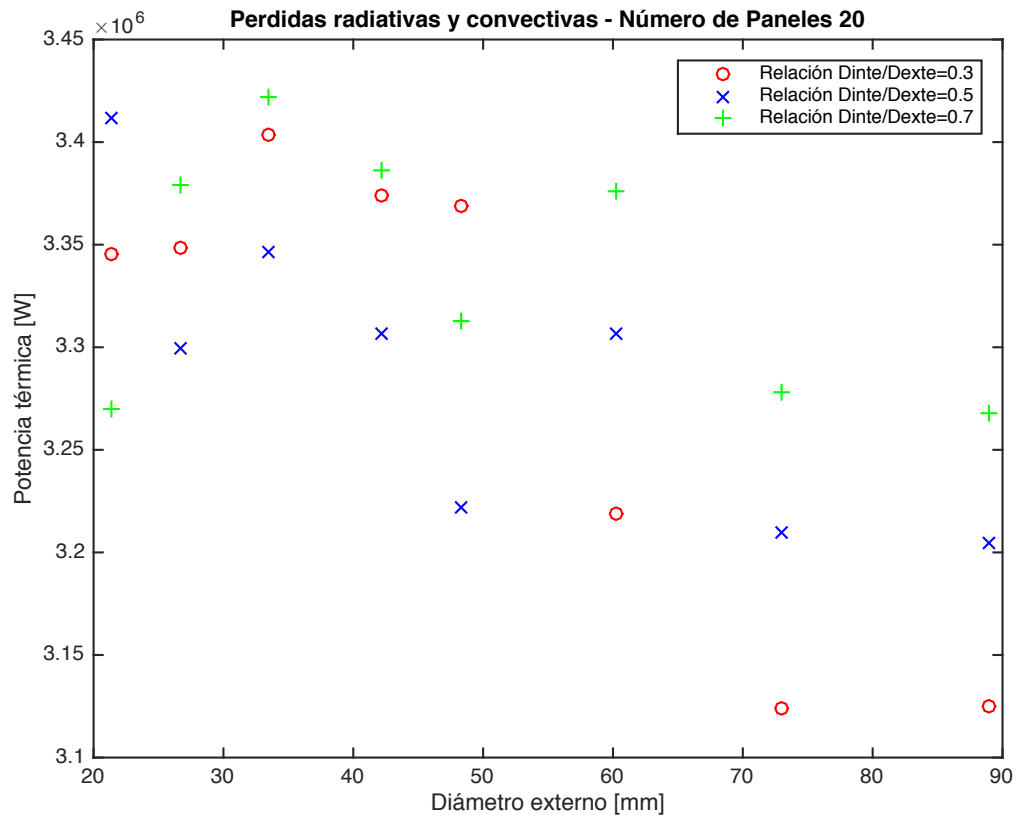
En los resultados obtenidos no obstante no se refleja el anterior argumento con claridad, y es que el calor absorbido para un mismo número de paneles y diámetro constante tiende a ser superior en los casos con una menor relación de diámetros. Debemos tener en cuenta que dada la propia configuración del tubo bayoneta, también se produce un intercambio de calor entre las corrientes que circulan a contra corriente. En aquellos receptores con menor relación de diámetros observaremos como, dado que el flujo de sales se mantiene constante a través del receptor, un aumento en el tamaño de la región anular implicará un descenso en la velocidad de las sales y por tanto una mayor resistencia convectiva, no obstante, el paso a través de la región interior, de tamaño inferior, implicará un aumento de la velocidad de la sal al abandonar la región anular, con la consecuente menor resistencia convectiva. Si bien es cierto que la corriente interna solo puede absorber calor de la corriente que circula por la región anular, a la vista de los resultados obtenidos una menor resistencia al paso de calor a la corriente interna ayuda a mantener el calor absorbido por la sal, y por tanto a mejorar el calor que se mantiene en la corriente del fluido calorportador.

Cabe esperar que a su vez sean los receptores de mayor número de paneles los que ofrezcan una mayor absorción de la radiación solar, siguiendo el mismo patrón que en los receptores de tubo sencillo. La explicación nuevamente vendría dada por el aumento del flujo de sales que circula por cada tubo que conforman un panel, ya que a mayor número de paneles, menor número de tubos por panel, y como consecuencia de ello, la velocidad de las sales a través de cada tubo aumentaría. Este efecto no es fácilmente apreciable en estas gráficas y por ello lo analizaremos posteriormente junto a las eficiencias.

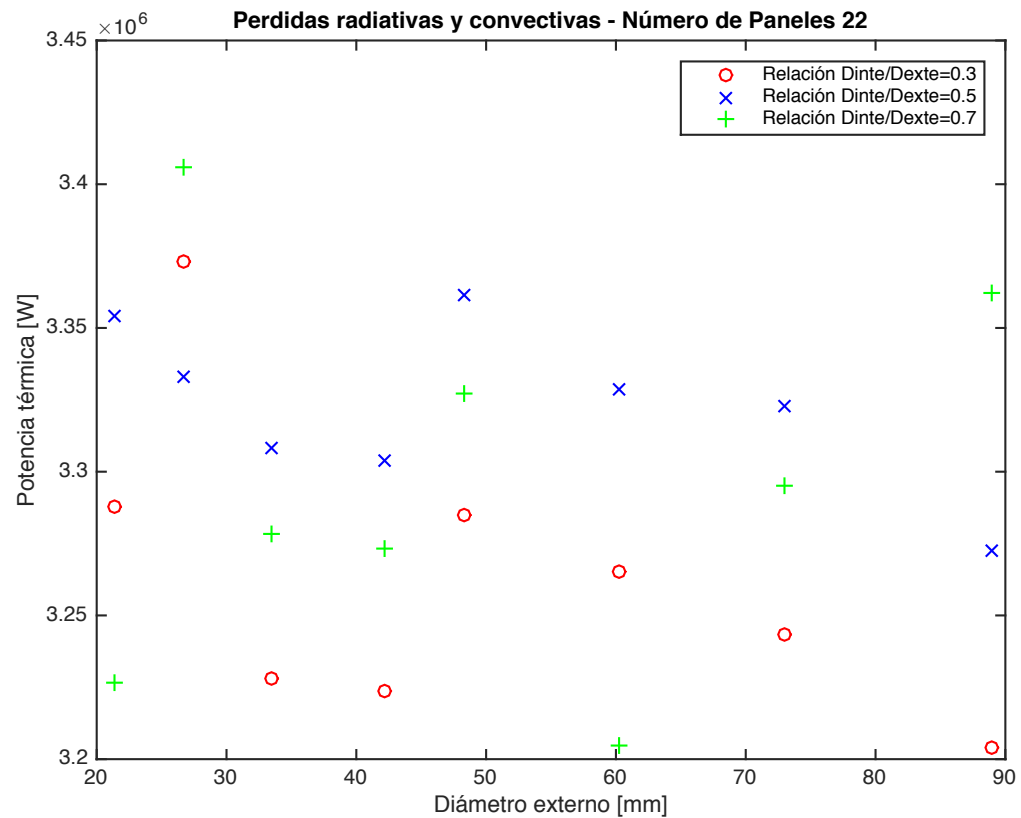
- **Pérdidas:** Observamos los resultados obtenidos en los diferentes receptores en función de las pérdidas radiativas y convectivas.



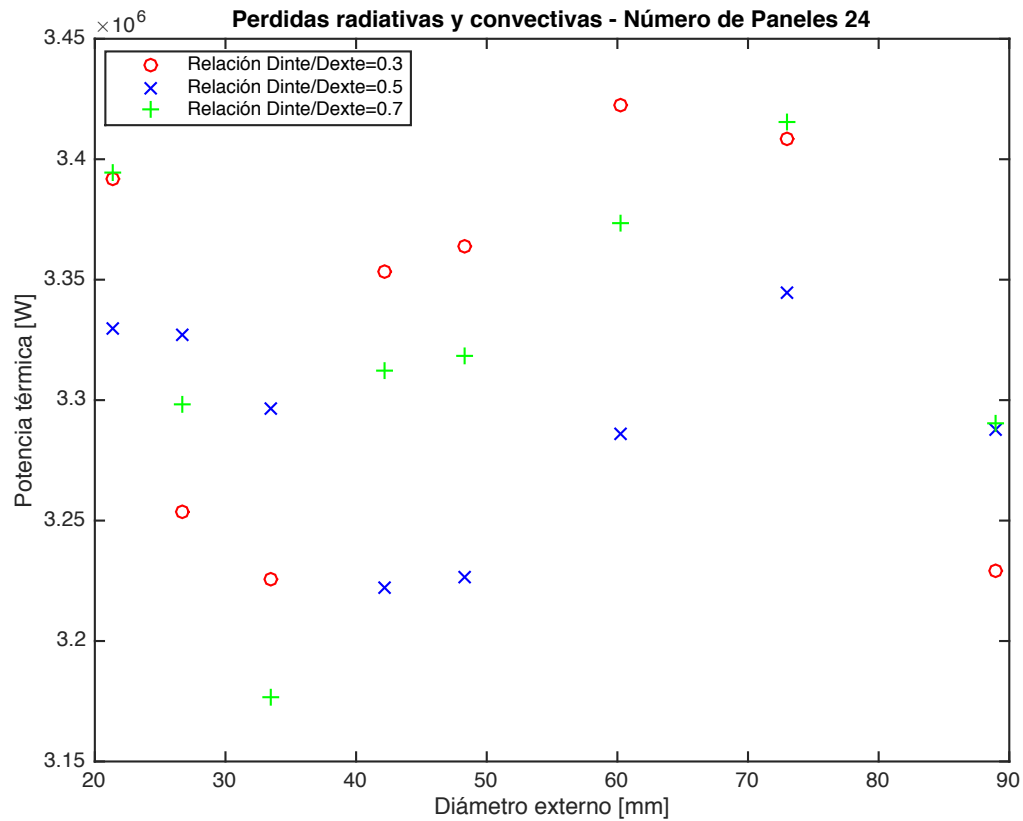
**Ilustración 28: Pérdidas convectivas y radiativas en receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 29: Pérdidas convectivas y radiativas en receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 30: Pérdidas convectivas y radiativas en receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 31: Pérdidas convectivas y radiativas en receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia**

Debemos tener en cuenta que la diferencia existente entre el calor recibido del campo de heliostatos y el calor que finalmente pasa al fluido de trabajo formarán el conjunto de pérdidas convectivas y radiativas. Como hemos explicado anteriormente, en los receptores de mayor relación de diámetros cabe esperar una buena transferencia de calor hacia el interior de los tubos por lo que como se puede observar en las gráficas de 22 y 24 paneles, cabe esperar que sus pérdidas sean bajas.

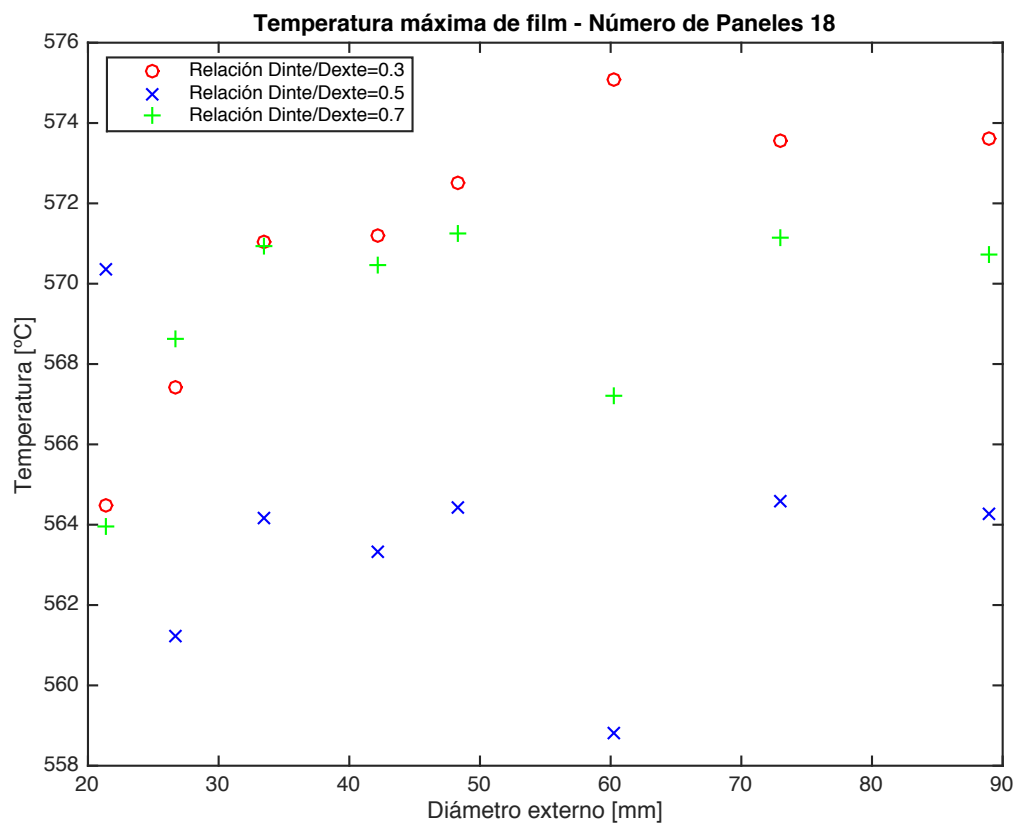
No obstante, según los resultados obtenidos, no debemos descartar el uso de relaciones bajas de diámetro, ya que podemos comprobar que en receptores de bajo número de paneles, estos son los que menores pérdidas producen. Es conveniente esperar a estudiar las eficiencias obtenidas para tener una idea más realista y genérica, ya que en los casos anteriores no podemos comprar entre los diferentes diámetros para una relación fija de diámetros pues el flujo radiativo aportado por los heliostatos entre cada caso no es el mismo.

## 6.2.2 Temperaturas

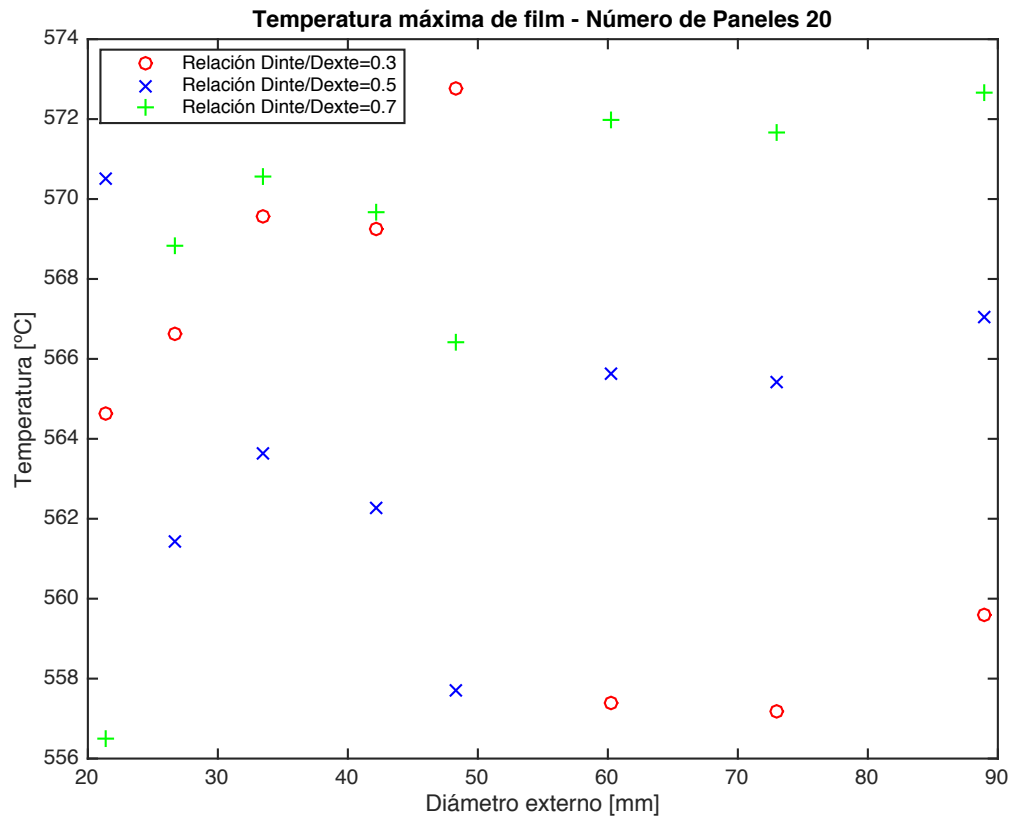
La única diferencia que encontraremos en el cálculo de la resistencia de ensuciamiento en los tubos bayoneta estará en el área en el que dicha resistencia se sitúa de forma que:

$$R_{ensu,bay} = \frac{R'_{ensu}}{A_{ext,i}} \quad (112)$$

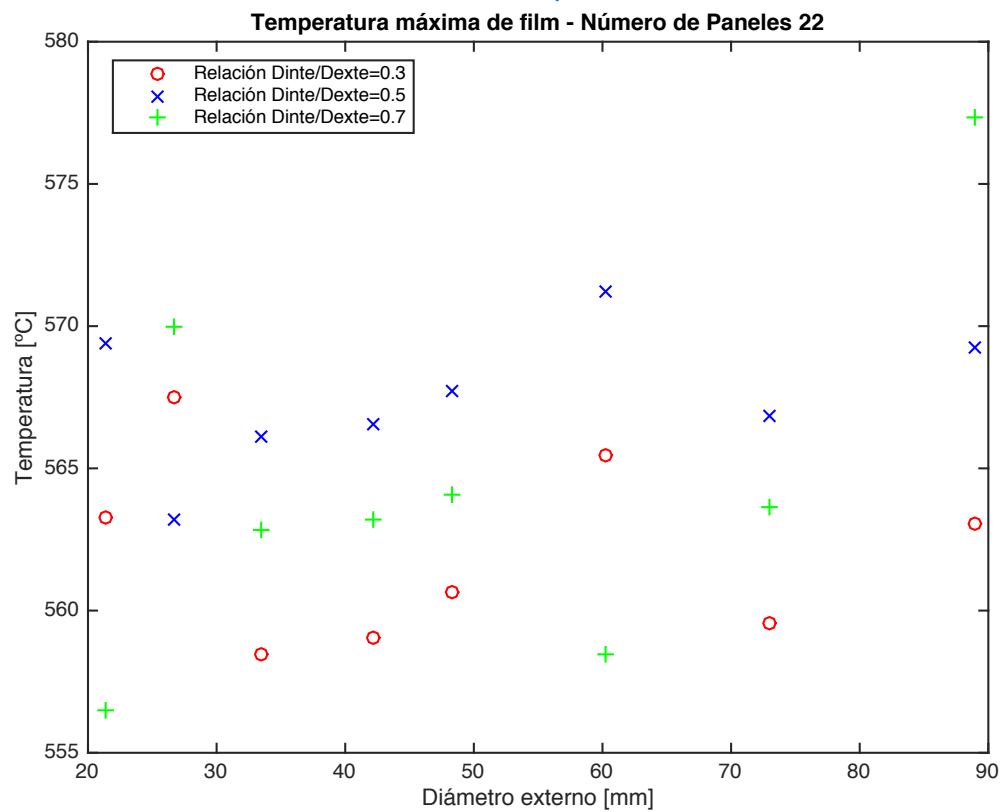
En el caso del tubo bayoneta nos encontramos con los siguientes resultados:



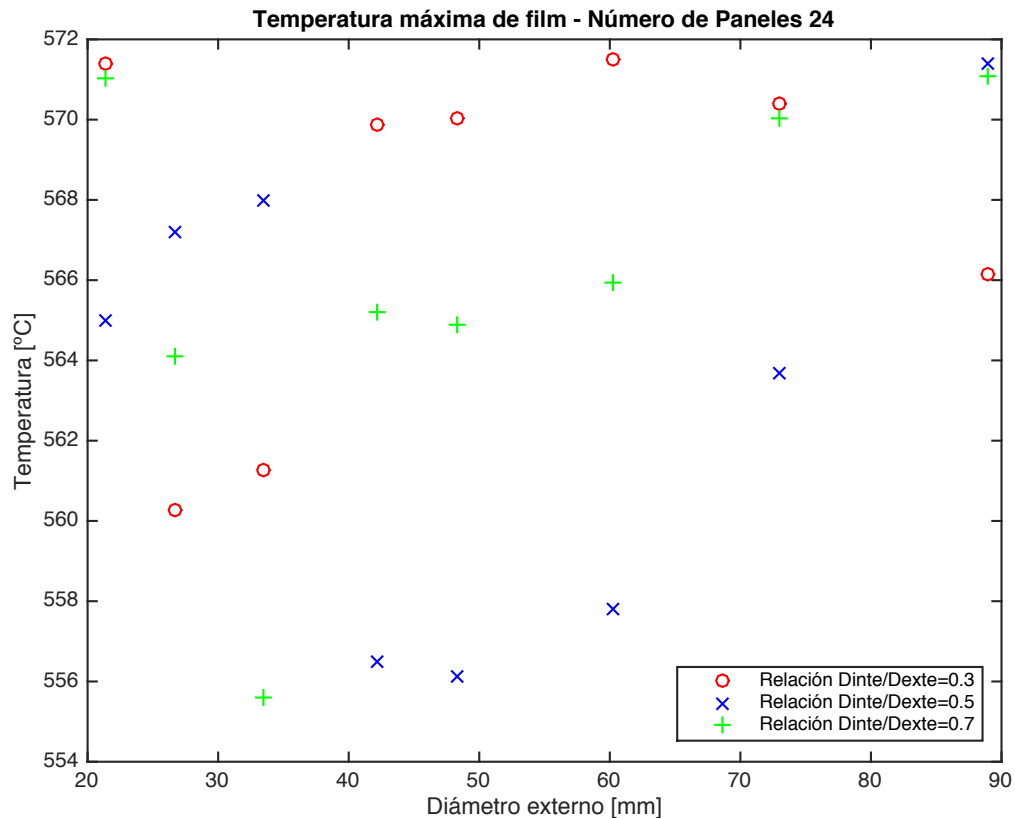
**Ilustración 32: Temperatura máxima que alcanza la sal en los receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 33: Temperatura máxima que alcanza la sal en los receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 34: Temperatura máxima que alcanza la sal en los receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia**

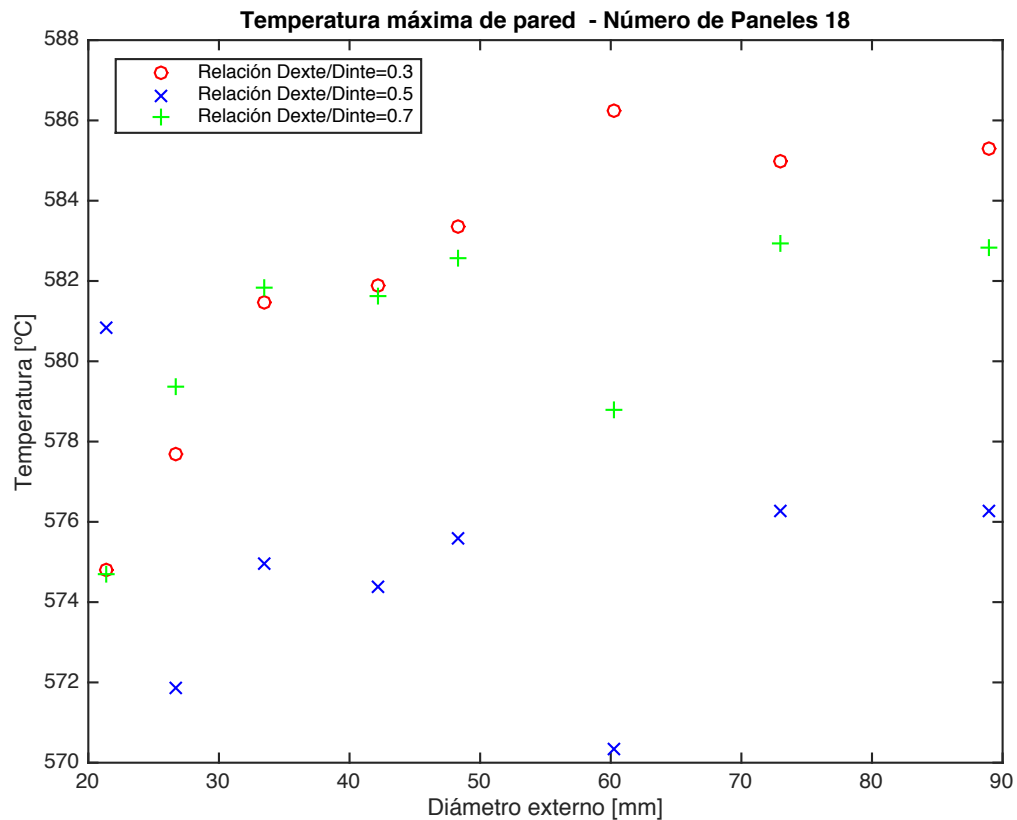


**Ilustración 35: Temperatura máxima que alcanza la sal en los receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia**

De forma general, a primera vista podemos observar como los resultados generales obtenidos en la temperatura máxima alcanzada por la corriente de sales en el receptor de tubo bayoneta es una temperatura más baja a la que encontramos en la mayoría de receptores de tubo sencillo, aunque como se ha comentado anteriormente todos se encuentran por debajo de la temperatura máxima permitida por el productor de sales para que no se produzca la degradación de las mismas, resulta interesante optar por aquellos diseños que someten a la sal a temperaturas de film más bajas con el fin de evitar el riesgo de corrosión alargando el tiempo de vida de las sales y del propio receptor lo máximo posible.

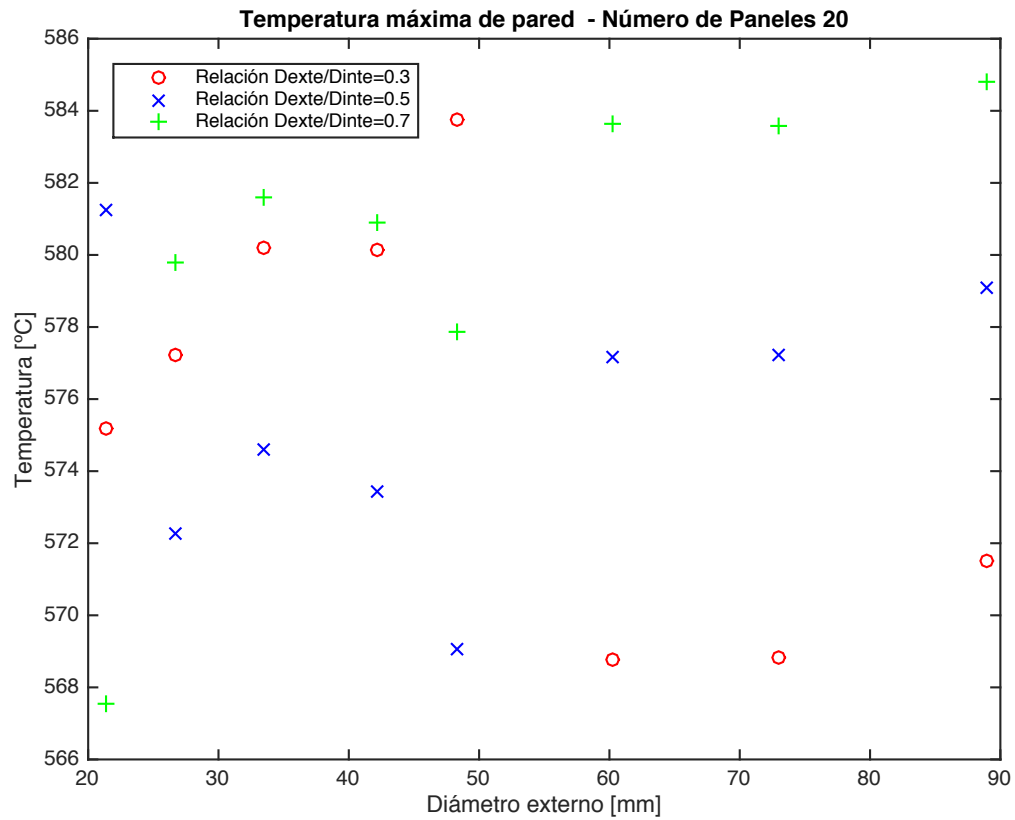
Por otro lado, destacamos como en los diferentes receptores con sus diferentes números de paneles, son aquellos de menor relación de diámetros los que ofrecen unas temperaturas de film más elevadas. Debemos tener en cuenta que estos son los que ofrecen mayor región anular para el paso de las sales con el consecuente aumento de la resistencia térmica convectiva en esta región. Esto dificulta el paso del calor hacia el flujo de sales lo que hace que aumente la temperatura en la región interna del tubo externo es decir, la temperatura de film.

Además del riesgo de degradación de las sales, sabemos que como consecuencia de la alta temperatura, el material que conforma el tubo exterior, sometido de forma directa a la radiación concentrada procedente del campo de heliostatos, existe riesgo de corrosión del acero Inconell Alloy 625, por ello evaluamos la temperatura máxima alcanzada en la pared de los receptores bayoneta:

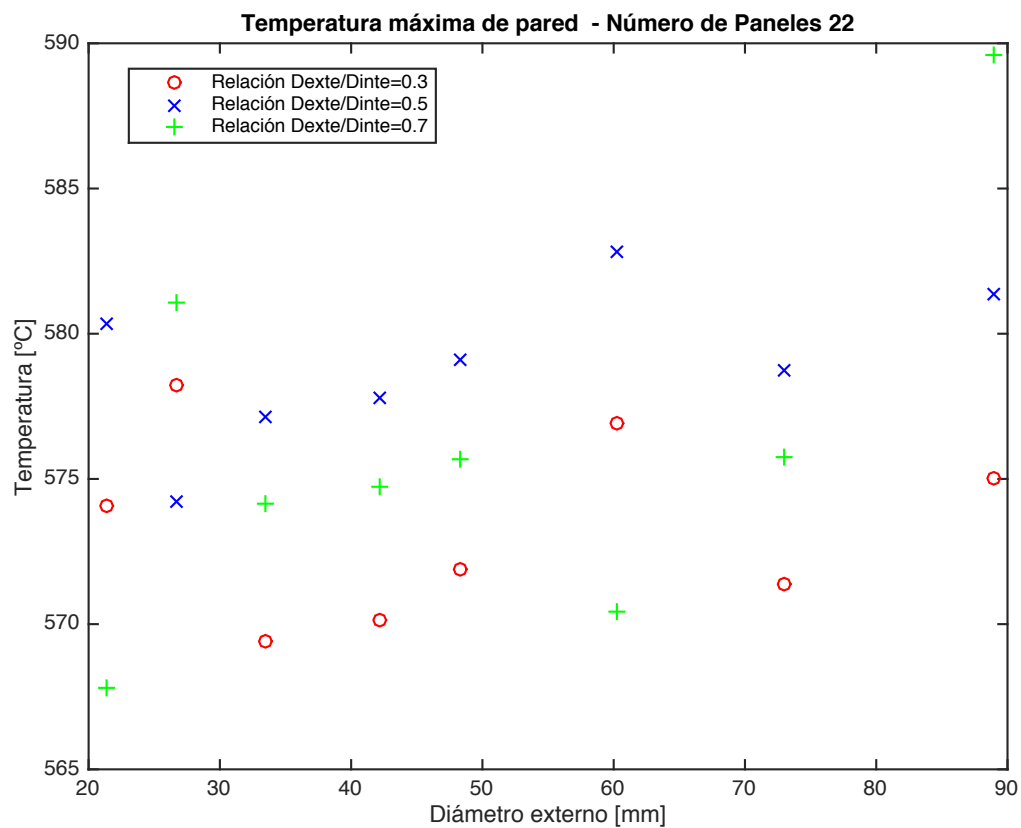


**Ilustración 36: Temperatura máxima alcanzada en la pared en los receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**

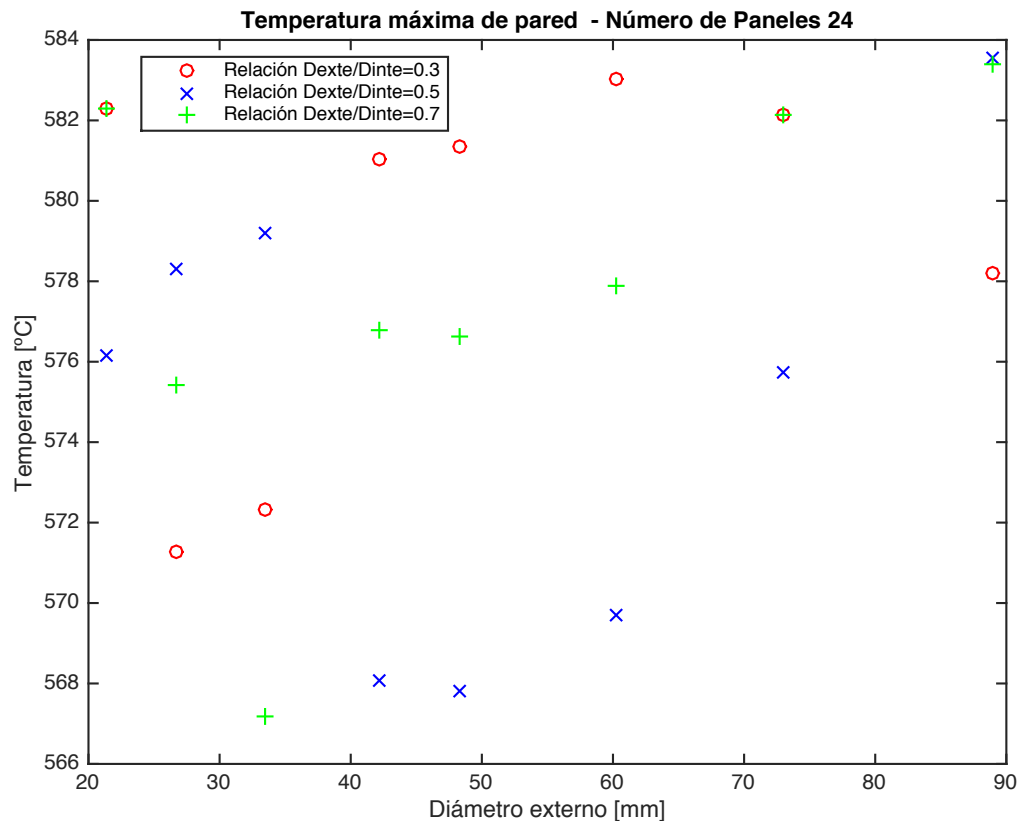




**Ilustración 37: Temperatura máxima alcanzada en la pared en los receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 38: Temperatura máxima alcanzada en la pared en los receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 39: Temperatura máxima alcanzada en la pared en los receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia**

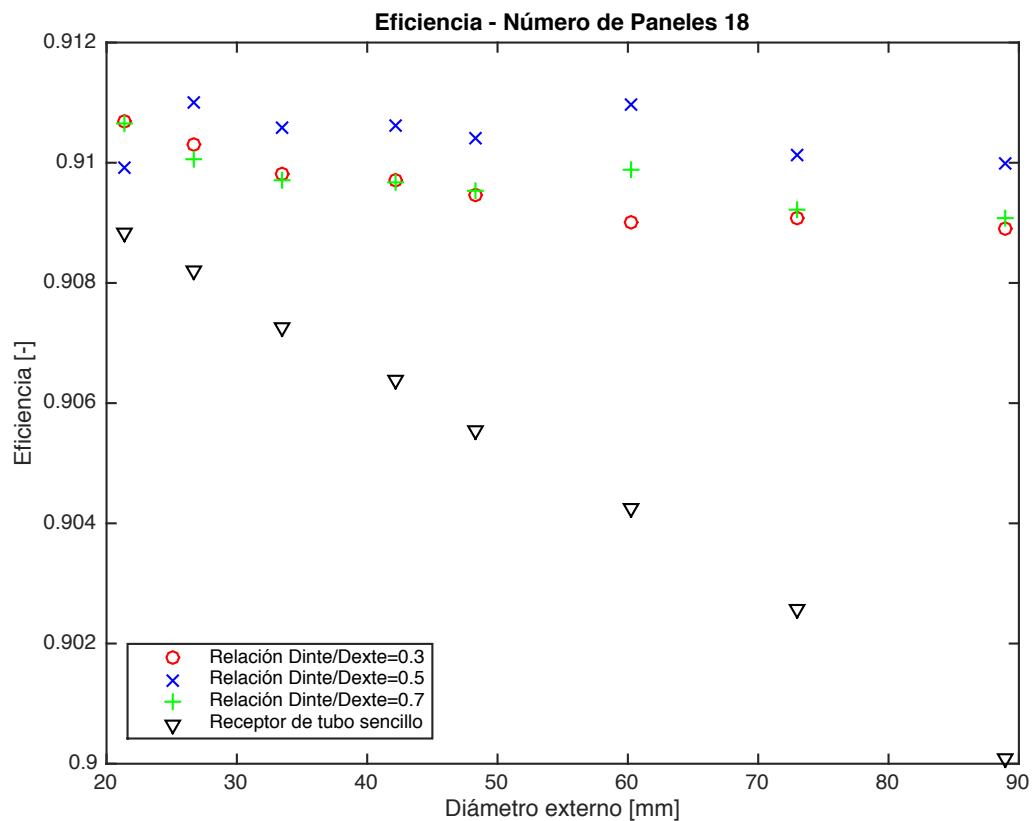
Comprobamos como la configuración de tubo tipo bayoneta, ofrece unas temperaturas de pared por norma general, inferiores a los receptores de tubo sencillo, lo que resulta una ventaja adicional ya que menor temperatura en la pared implica menores pérdidas así como un menor riesgo de rotura de los tubos como consecuencia de la degradación térmica. Cabe resaltar nuevamente que de forma teórica, son los receptores de mayor relación de diámetro los que nos ofrecen una temperatura en la zona exterior del tubo externo más baja. La explicación es nuevamente el aumento del coeficiente convectivo dado el aumento de velocidad de las sales a través de la sección anular, lo que provoca una mejor transferencia de calor hacia las sales. Esto se traduce en una mayor refrigeración del tubo haciendo que disminuya su temperatura. En las gráficas aportadas podemos observar de forma aproximada el fenómeno anteriormente explicado.

Al igual que lo que sucedía en los receptores de tubo sencillo, resultaría lógico observar un incremento en las temperaturas máximas obtenidas tanto en la sal como en la pared del tubo a medida que aumentamos los diámetros de los tubos que conforman la bayoneta manteniendo constante la relación de diámetros. La explicación sería el aumento de la región de paso de las sales con la consecuente disminución de la velocidad del flujo y por tanto la mayor resistencia al paso de la transferencia del calor, por lo que obtendríamos una menor refrigeración del receptor. Esta tendencia no puede

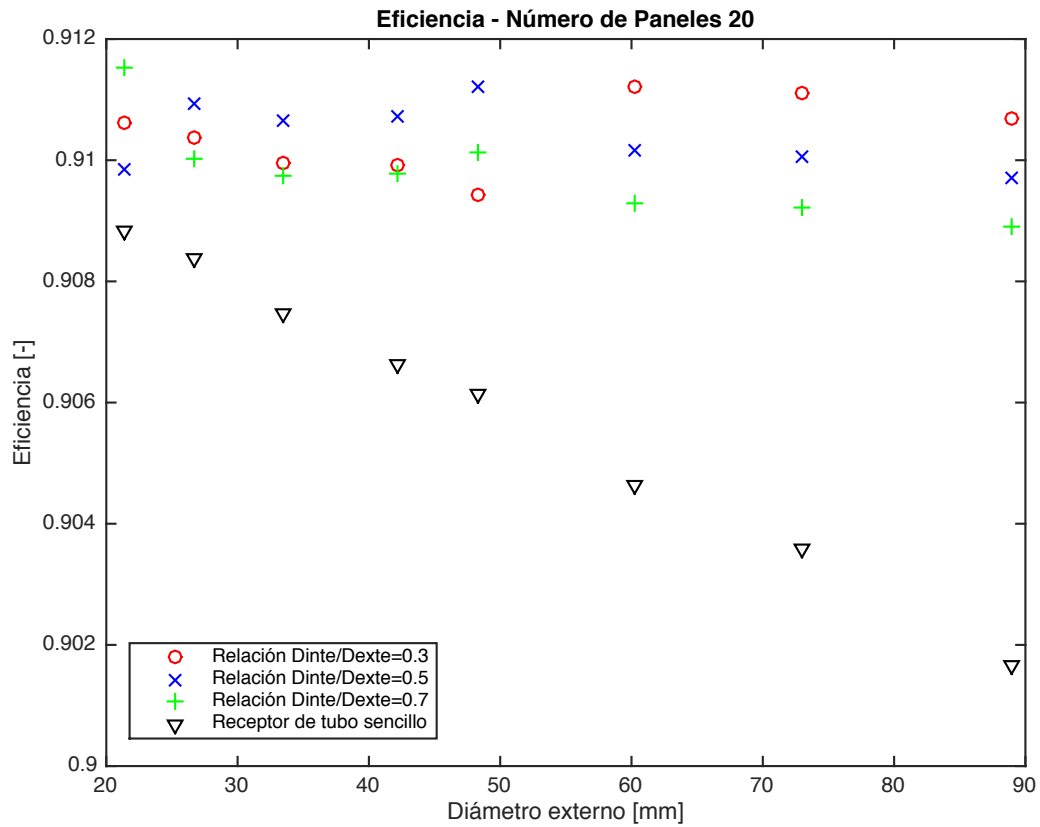
ser analizada en estas gráficas dado que el flujo solar aportado en cada uno de los casos no es constante.

### 6.2.3 Eficiencia

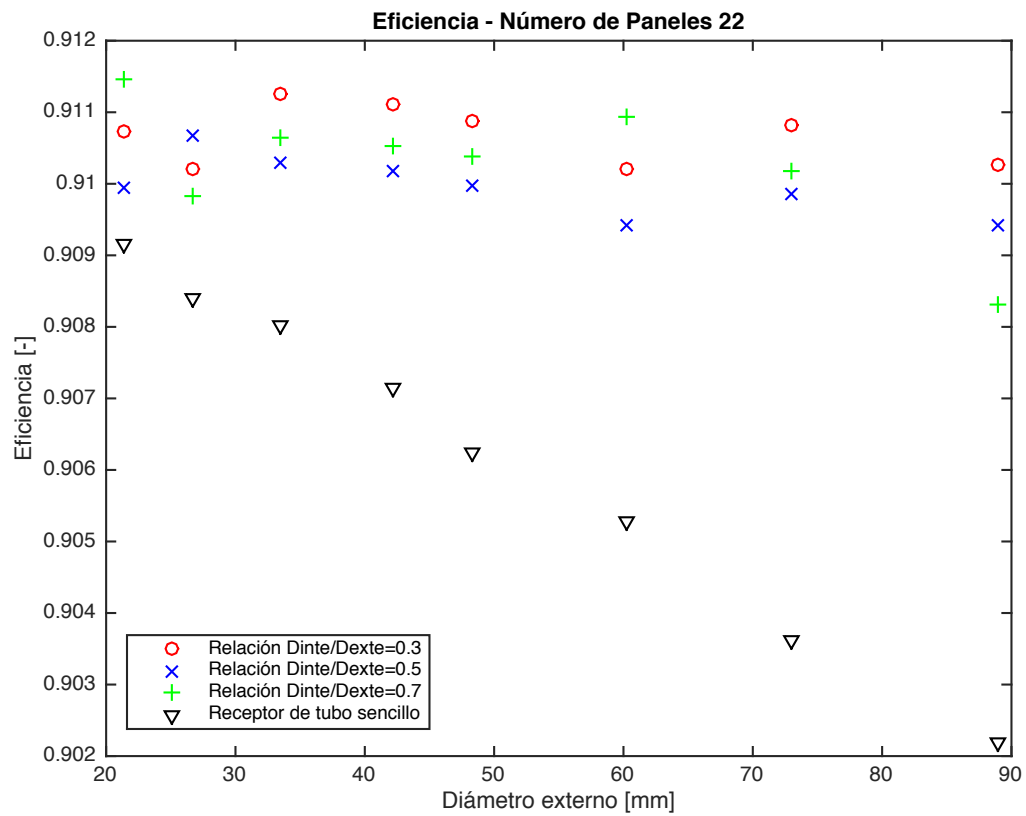
Empleando la expresión **(102)** procedemos al cálculo de la eficiencia en los diferentes receptores propuestos con sistema de tuberías tipo bayoneta. Observamos los resultados obtenidos:



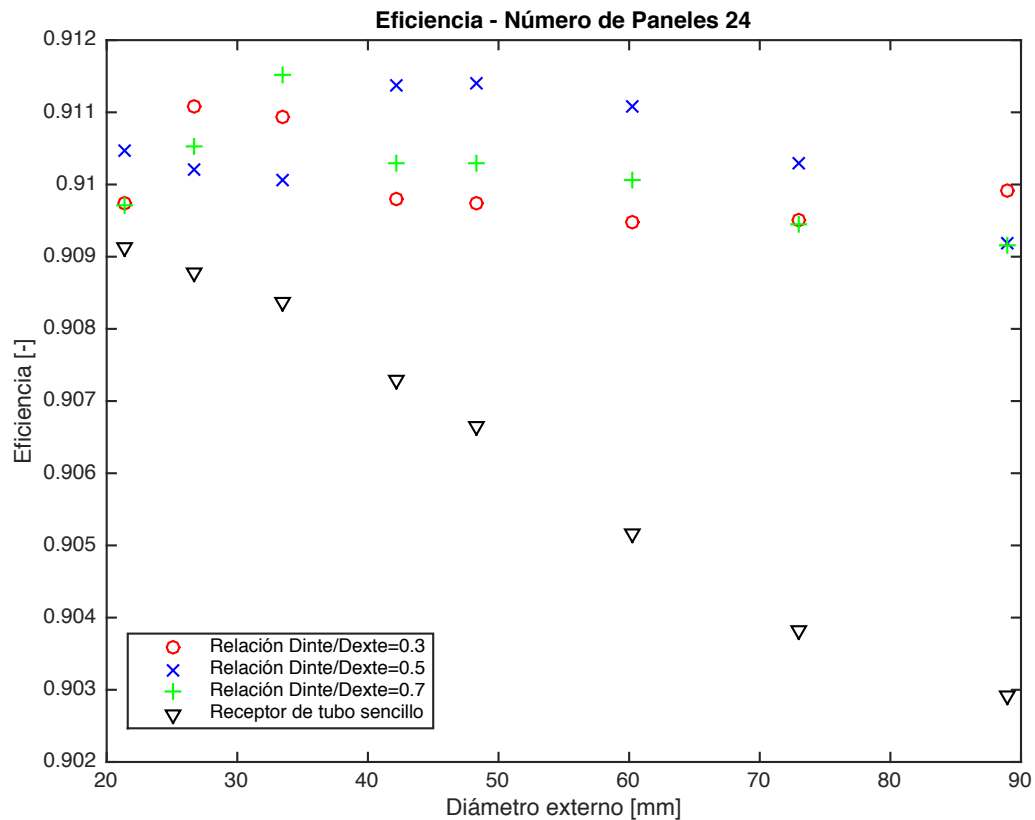
**Ilustración 40: Eficiencia en los receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 41: Eficiencia en los receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 42: Eficiencia en los receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 43: Eficiencia en los receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia**

A primera vista podemos comprobar como en todos los casos que se han expuesto en el presente proyecto, las eficiencias obtenidas por el diseño de receptor bayoneta ofrece unos mejores resultados que los receptores equivalentes de tubo sencillo. Podemos deducir por tanto que el aumento del tiempo de residencia y el intercambio de calor entre ambas corrientes resulta beneficioso para un mejor aprovechamiento de la radiación concentrada procedente del campo de heliostatos. Debemos tener en cuenta que además, el paso del fluido a través de los tubos bayoneta siempre lo hará a mayor velocidad que en su receptor equivalente de tubo sencillo con mismo diámetro externo, dado que la región de paso del fluido se subdivide y por tanto forzamos al fluido a pasar por regiones de menor área.

Como se ha argumentado en el apartado de calor absorbido, se esperaba obtener unos mejores resultados en los receptores de menor diámetro externo y mayor relación de diámetros. Esto no se puede observar claramente en los resultados obtenidos, en los que podemos ver como el uso de relaciones menores de diámetros superan en la eficiencia en numerosos casos a los receptores de mayor relación de diámetros. Podemos deducir por tanto que el aumento de velocidad del fluido a través del conducto interno de la bayoneta es beneficioso, ya que logramos facilitar que el flujo de calor sea absorbido por el fluido calorportador (26).

Los saltos en la eficiencia para el conjunto de receptores que poseen el mismo número de paneles y misma relación de diámetros puede venir dado por el área eficiente que estos poseen. Como se explicó en los tubos sencillos, es en aquellos receptores con un sistema de tuberías más compacto, y por tanto con menor espaciado entre tubos, en los que de forma teórica debemos esperar un mejor absorción de la radiación ya que un mayor porcentaje del área total del receptor estará formado por la propia superficie de los tubos.

#### 6.2.4 Pérdidas de carga

Para realizar el cálculo de caída de presión en el tubo bayoneta seguimos el mismo procedimiento seguido en los receptores de tubo sencillo. Dada la configuración de los tubos bayoneta, debemos modificar el cálculo de las pérdidas primarias, pues las sales se encuentran en contacto con el tubo en su ascenso por el mismo a través de la sección anular y posteriormente en su descenso a través del conducto interior. Para el cálculo de las pérdidas primarias en la sección anular emplearemos la siguiente expresión:

$$\Delta p_{prim,dif,anular} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2 * L_{tdif} * \lambda}{\pi^2 * D_{hidr}^5 * \rho_{sal}} \quad (113)$$

Para el cálculo de las pérdidas primarias a través del conducto anterior recurriremos a la expresión:

$$\Delta p_{prim,dif,int} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2 * L_{tdif} * \lambda}{\pi^2 * D_{inti}^5 * \rho_{sal}} \quad (114)$$

Así mismo, añadimos las pérdidas primarias que se producen durante la subida de las sales hasta el receptor, siguiendo la ecuación (109)

Finalmente, la expresión de pérdidas primarias totales en el receptor de tubos bayoneta queda de la siguiente forma:

$$\Delta p_{prim,TOTAL} = \sum \Delta p_{prim,dif,anular} + \sum \Delta p_{prim,dif,int} + \Delta p_{prim,sub} \quad (115)$$

En el caso de las pérdidas secundarias, lo único que debe tenerse en cuenta es que la entrada al conducto desde el colector de sales de entrada se realiza a través de la

sección anular, de forma que para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección de paso dependerá del diámetro hidráulico de forma que:

$$\Delta p_{sec,contr} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2}{\pi^2 * D_{hidr}^4 * \rho_{sal}} * \frac{N_{panel}}{2} * K_{contr} \quad (116)$$

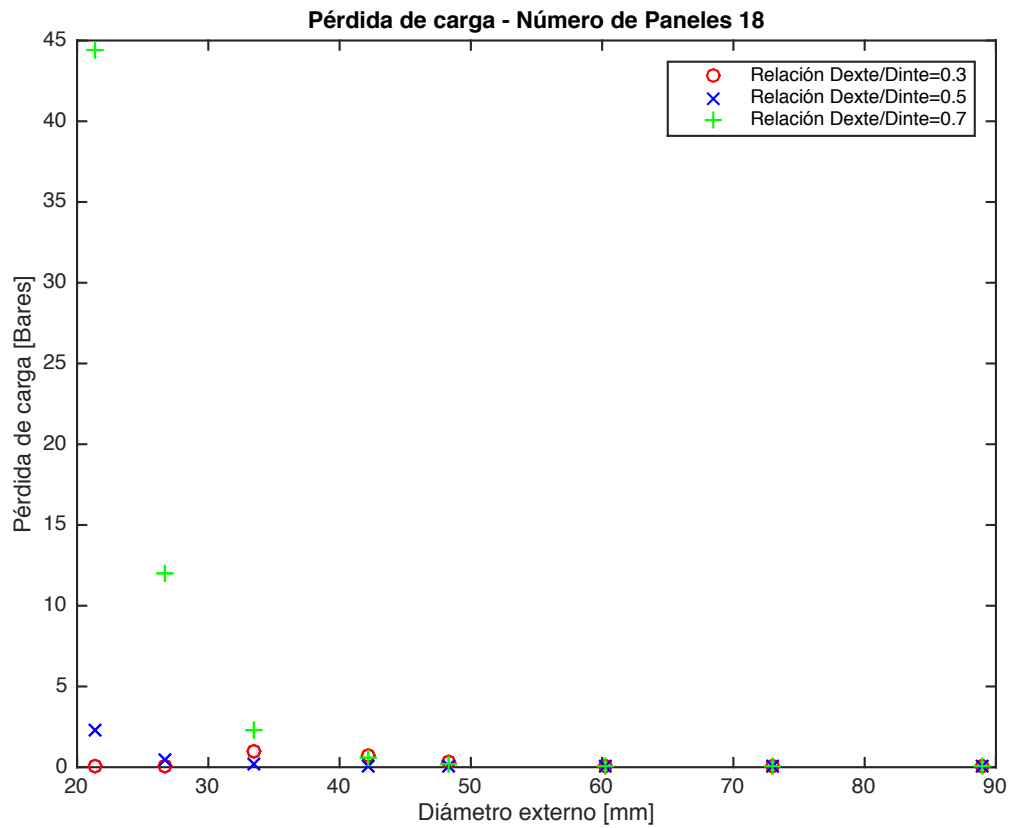
La salida del tubo bayoneta, no obstante, hace referencia al tubo interior, de forma que la expresión que permite calcular las pérdidas secundarias como consecuencia de la expansión del tubo es:

$$\Delta p_{sec,expan} = \frac{8 * \dot{m}_{tubo}^2}{\pi^2 * D_{inti}^4 * \rho_{sal}} * \frac{N_{panel}}{2} * K_{expan} \quad (117)$$

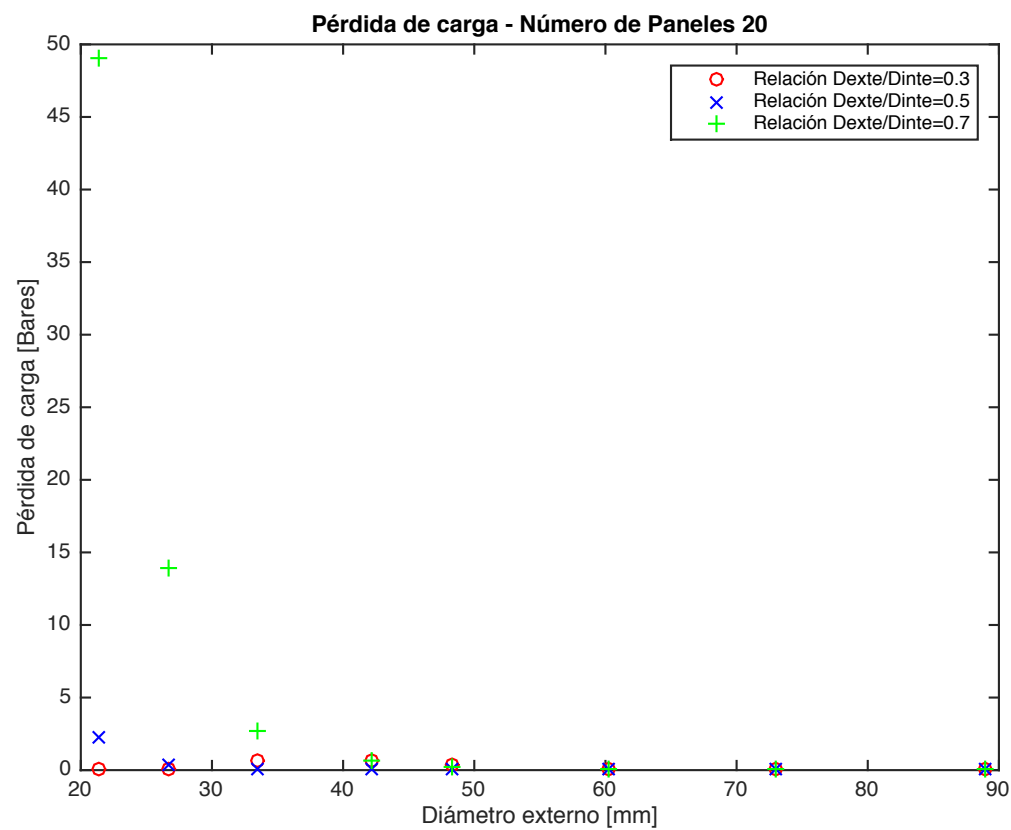
Las pérdidas secundarias totales se calculan como:

$$\Delta p_{sec,TOTAL} = \sum \Delta p_{sec,contr} + \sum \Delta p_{sec,expan} \quad (118)$$

Finalmente, para obtener el valor de la pérdida de carga total basta con sumar las expresiones totales de pérdidas de presión primarias y secundarias. Hemos obtenido los siguientes resultados en los receptores bayoneta:

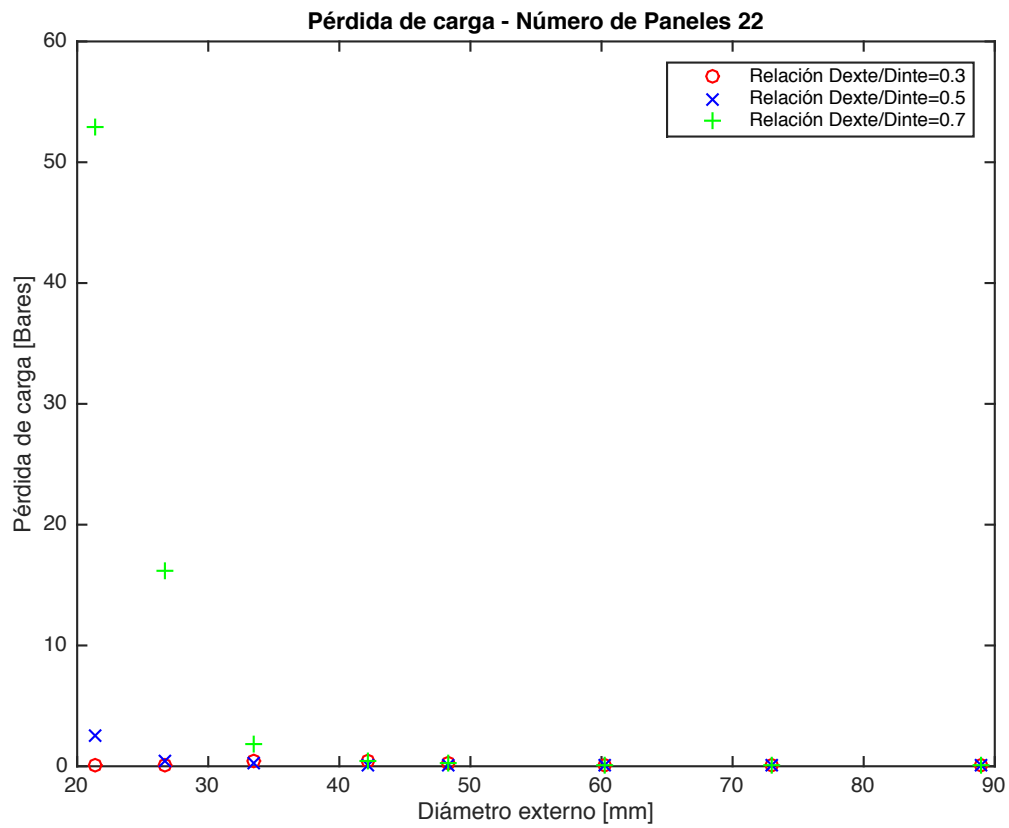


**Ilustración 44: Pérdida de carga en los receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**

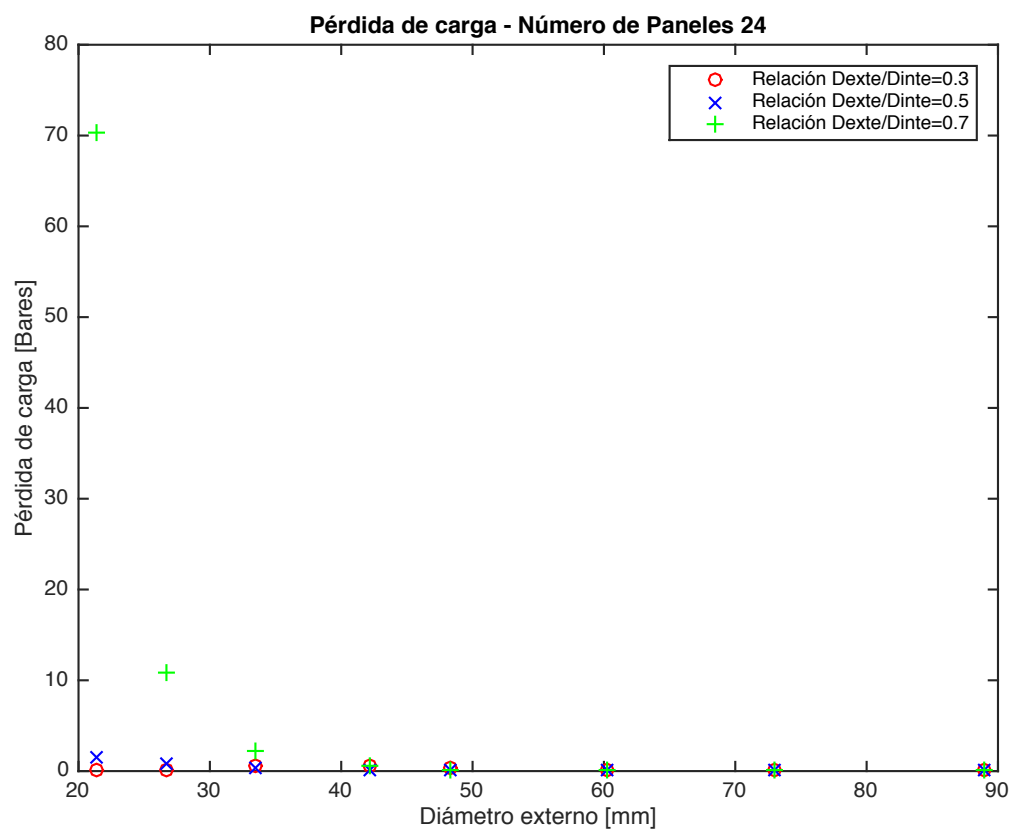


**Ilustración 45: Pérdida de carga en los receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: Propia**





**Ilustración 46: Pérdida de carga en los receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 47: Pérdida de carga en los receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: Propia**

Como era de esperar, podemos comprobar como la pérdida de carga en los receptores de tubo bayoneta es superior de forma general a los receptores de tubo sencillo con mismo diámetro externo. Esto es una consecuencia directa de la propia configuración de los tubos bayoneta. El recorrido a través de los mismos es el doble del recorrido que el flujo de sales realiza a través del receptor de tubo sencillo pues debe pasar por cada tubo a través de la región anular para posteriormente descender a través del tubo interior.

Además de ello, sabemos que al forzar al fluido a pasar a través de regiones menores. Al mantener constante el flujo másico este tendrá una mayor velocidad en los receptores de tubo bayoneta, y con ello sabemos que se producirá un aumento en la fricción con las paredes de los tubos y por tanto aumentando la pérdida de carga.

Analizando los resultados comprobamos como son los receptores con mayores relaciones de diámetro los que nos ofrecen mayores pérdidas de presión. Debemos tener en cuenta que es en estos receptores en los que la velocidad a través de la región anular es superior, por lo que con el aumento de la velocidad, aumenta la fricción. Al mismo tiempo, son los receptores de menor diámetro y mayor número de paneles los que nos ofrecen mayores caídas de presión. Para explicar este fenómeno recurrimos nuevamente a la misma explicación empleada en los tubos sencillos, pues al forzar el paso del fluido a través de un número inferior de tubos, en los que además la región de paso es inferior obtendremos necesariamente velocidades superiores que si bien es cierto son ventajosas para la absorción de calor, obtenemos pérdidas de carga superiores dada la fricción del fluido con las paredes de la bayoneta.

Empleando la misma argumentación que en los receptores de tubo sencillo, dada la insostenibilidad de la planta en la que el sistema de bombeo requiere aportes de presión para compensar la pérdida de carga superiores a 20 bares como consecuencia del autoconsumo, descartaremos aquellas opciones que requieran dichos valores.

#### 6.2.5 Diseño óptimo de receptor de tubo bayoneta

Analizando todos los resultados que hemos obtenido en estos receptores y dado que todos los receptores analizados mantienen una holgada diferencia entre las temperaturas máximas hasta que se produzca la degradación de las sales o bien la temperatura máxima recomendada por los fabricantes de los materiales de los tubos, basaremos fundamentalmente nuestra decisión en dos variables: la eficiencia y la pérdida de carga.

Como hemos argumentado anteriormente, resulta lógico que el aumento en el número de paneles, con la consecuente disminución en el ancho del panel y por tanto la obtención de un menor número de tubos por panel, produzcan una mejora en el calor absorbido por el fluido calorportador, pues aumenta su velocidad de paso a través del sistema de tuberías. Por ello, escogeremos uno de los receptores que poseen 24 paneles. De entre estos, podemos observar como es el receptor de 33,4mm de diámetro exterior y relación de diámetros de 0,7 es el que mejor resultado de eficiencia obtiene.

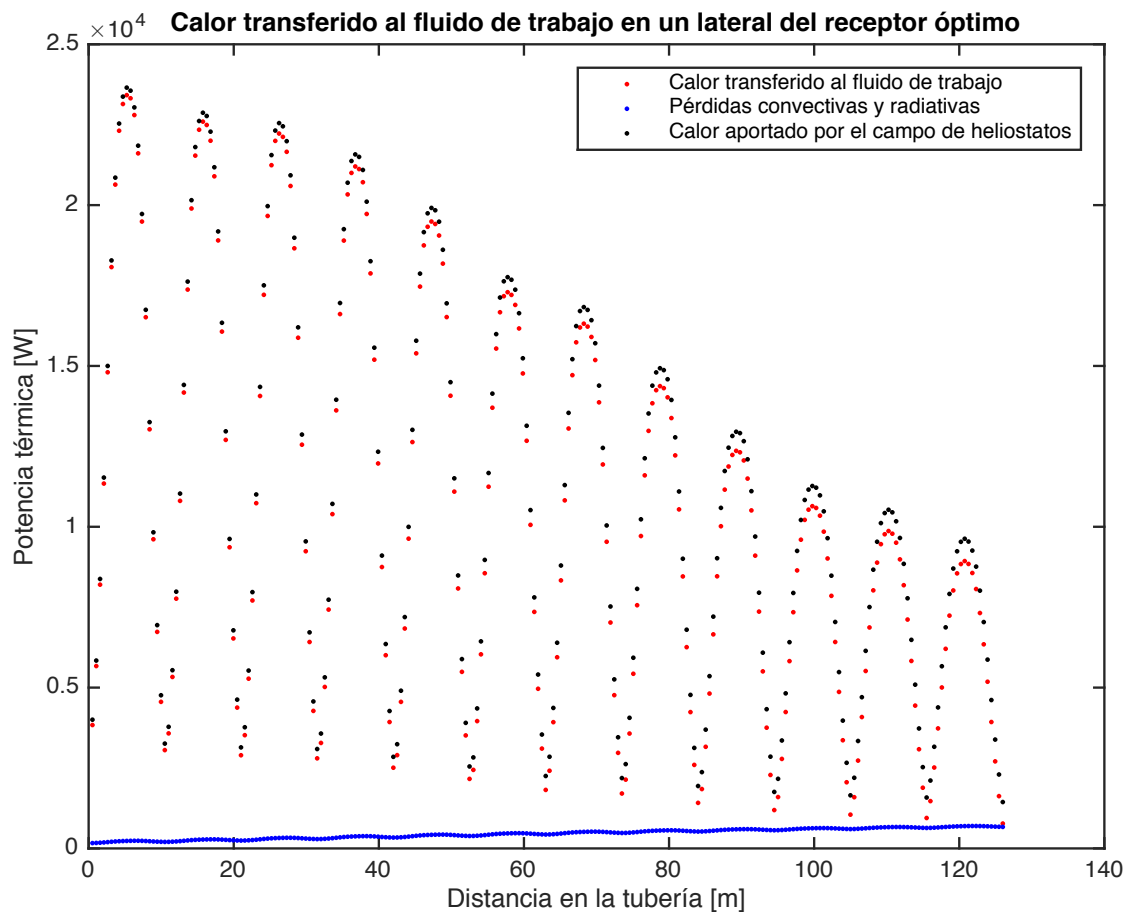
Antes de dar este resultado como óptimo, comprobamos el valor de la pérdida de carga producida en dicho receptor. Pese a no ser una de las más inferiores dado el elevado recorrido del fluido así como la reducida región de paso de las sales como consecuencia del pequeño diámetro, la pérdida de carga se mantiene por debajo de los 20 bares establecidos como límite para comenzar a considerar la planta como no rentable.

Daremos como óptimo al siguiente receptor de tubos tipo bayoneta:

Tipo de tubo	$D_{ext}$ [mm]	Relación de diámetros	Número de paneles	Temperatura máxima en pared [°C]	Temperatura máxima de film [°C]	Eficiencia [-]	Pérdida de carga [Bares]
Bayoneta	34,3	0,7	24	567,2	564,3	0,9115	4,83

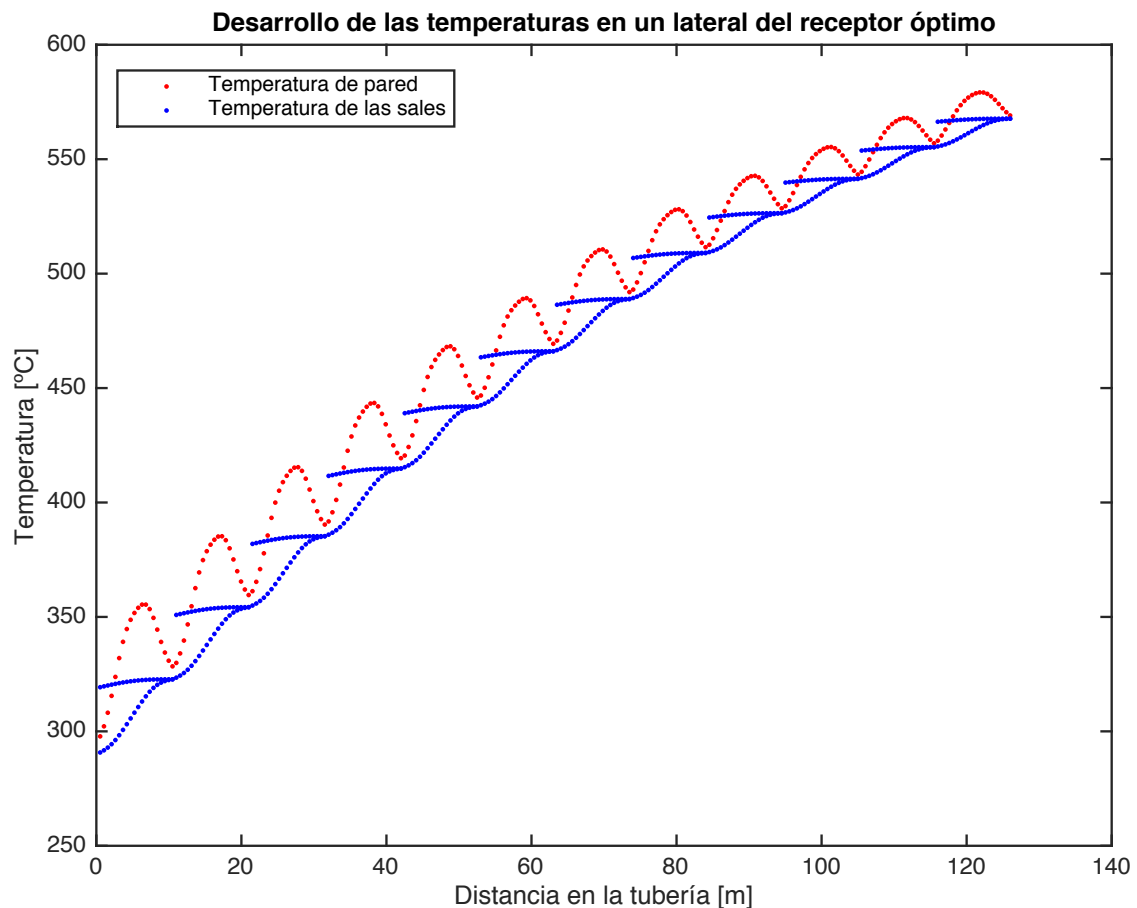
Tabla 6: Diseño óptimo de receptor de tubo bayoneta - Fuente: Propia

Continuamos analizando la evolución que sufre el calor absorbido el fluido de trabajo y las pérdidas en el sistema de tuberías bayoneta que conforman esta solución óptima:



**Ilustración 48: Calor transferido al fluido de trabajo en un lateral del receptor óptimo de tubos bayoneta – Fuente: Propia**

Observamos nuevamente las diferentes curvaturas que nos permiten diferenciar entre los diferentes tubos que atraviesan cada panel, así como la creciente tendencia hacia unas mayores pérdidas a medida que avanzamos con el fluido entre los diferentes paneles. La explicación de los resultados vuelve a estar centrada en la configuración del propio receptor, que inyecta el fluido en el receptor en el punto de mayor radiación recibida según el mapa radiativo empleado, que disminuye a medida que avanzamos en los paneles. Debe tenerse en cuenta el proceso de calentamiento del fluido, que disminuye el salto térmico entre la sal y la pared del sistema de tuberías dificultando el paso del calor. Analizamos el desarrollo que sufren las temperaturas en esta configuración de receptor:



**Ilustración 49: Desarrollo de temperaturas en el receptor óptimo de tubos bayoneta – Fuente: Propia**

Como consecuencia de la configuración del tubo bayoneta, se produce un intercambio de calor entre las corrientes de sales que circulan a través de cada una de las regiones de la bayoneta: anular e interna. Podemos observar en la gráfica como, en su descenso a través del tubo interior (en las gráficas se traduce en un retroceso en el recorrido, es decir en el eje de ordenadas) se produce una bajada en la temperatura del fluido, lo que nos indica que la corriente de sales que circula a través del conducto interior cede calor hacia el flujo de sales que circula por la región anular, lo que debe ayudar a que esta corriente aumente más rápidamente su temperatura. En esta gráfica podemos comprobar nuevamente el aumento de temperatura que sufren las paredes de los tubos, lo que explica a su vez el aumento en las pérdidas a medida que avanzamos en los distintos paneles.

## 6.4 Diseño óptimo

Tras evaluar los diferentes diseños y configuraciones para los receptores de tubo sencillo y los receptores con tubo bayoneta podemos llegar a las siguientes conclusiones:

Después de analizar los anteriores parámetros en los diferentes tipos de receptores podemos concluir con que las principales ventajas que nos ofrece el diseño de tubos tipo bayoneta frente a los receptores de tubo sencillo se encuentra en las temperaturas máximas alcanzadas tanto en la sal como en los tubos. Por norma general este nuevo diseño hace que las temperaturas máximas alcanzadas sean más bajas, lo que se traduce en un menor riesgo de degradación de las sales así como daños en los propios tubos dada la oxidación que puede producirse. Consecuencia de ello, es probable que el uso de este nuevo diseño provoque un menor número de averías y por tanto ofrezca una mayor fiabilidad en la planta, dado que un fallo en uno de los tubos implicaría necesariamente la parada del funcionamiento habitual de la planta para evitar daños mayores y por tanto una parada en la producción. Al mismo tiempo, tal y como hemos visto en las gráficas de eficiencia en los receptores de tubos bayoneta comparados con los receptores de tubos sencillos los resultados de eficiencia siempre han sido superiores en los primeros, de forma que el nuevo diseño de tubos bayoneta nos ofrece mejores resultados tanto desde el punto de vista de seguridad y eficiencia.

La principal ventaja que encontramos en el uso del receptor de tubo sencillo en lugar del receptor de tubo bayoneta se encuentra en la pérdida de carga producida. Dado el aumento de recorrido en los receptores de tubo bayoneta y la mayor velocidad de las sales al recudir la región de paso, es inevitable que se produzca un aumento en la pérdida de carga. No obstante, consideramos que dado que los valores se encuentran por debajo de los 20 bares, el aumento en el consumo del sistema de bombeo se ve compensado con la mejora en la seguridad y durabilidad de la planta así como la mejora en la eficiencia general, lo que se traducirá en un aumento de la producción eléctrica. En conclusión daremos como óptimo el receptor del tubo bayoneta con las siguientes propiedades:

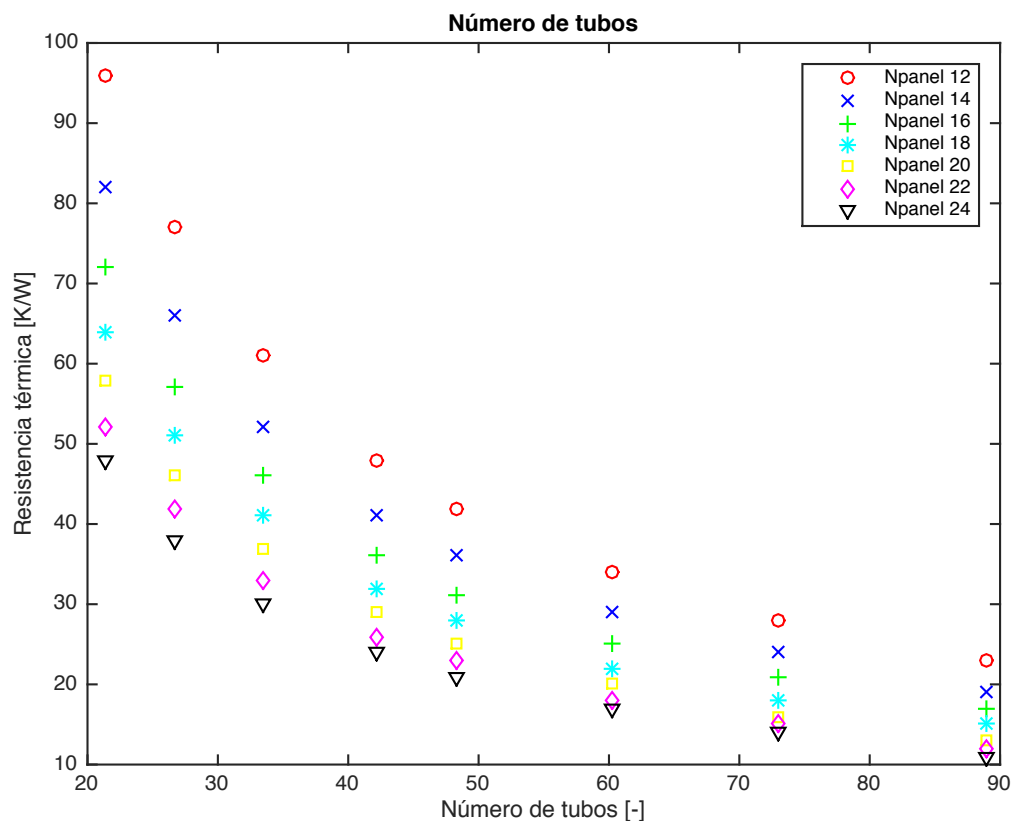
Tipo de tubo	$D_{ext}$ [mm]	Relación de diámetros	Número de paneles
Bayoneta	34,3	0,7	24

Tabla 7: Selección diseño óptimo de receptor - Fuente: Propia

## 7. Análisis económico

Uno de los aspectos interesantes a analizar es el coste de cada uno de los receptores que hemos evaluado a lo largo de este proyecto. Uno de los elementos más costosos de la central se encuentra en la propia fabricación del receptor, pues dadas las exigentes condiciones térmicas a las que dichos materiales se van a ver sometidos durante el funcionamiento habitual de la central, es necesario emplear un diseño que nos ofrezca un rendimiento óptimo intentando que ello no tenga una fuerte repercusión sobre el coste de producción.

Antes de proceder con el análisis y dado que en función del ancho del panel y el diámetro externo del tubo, variará el número de tubos instalado en nuestro receptor observamos la gráfica que nos muestra el número de tubos por panel en función de estos dos parámetros:



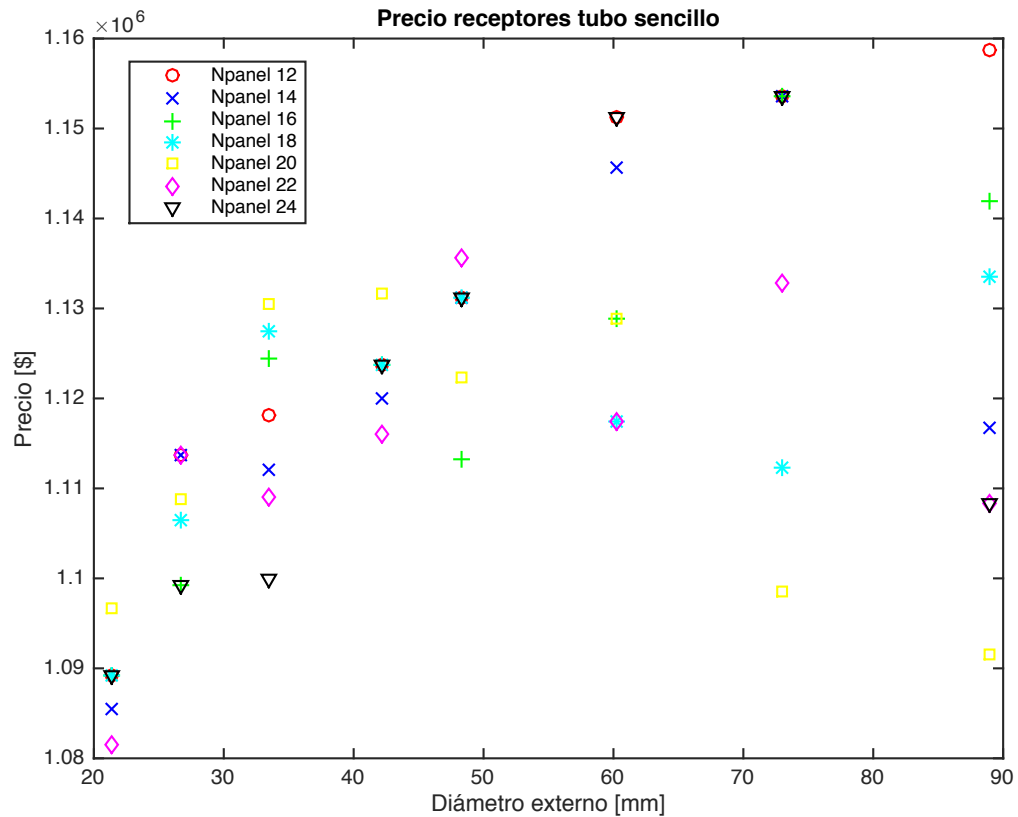
**Ilustración 50: Número de tubos por panel para los distintos receptores sencillos y bayoneta - Fuente: Propia**

Es necesario además tener en cuenta que a pesar de cómo hemos ido explicando a lo largo del presente proyecto, a pesar de las numerosas ventajas que nos ofrece el uso del sistema de tuberías bayoneta, se hace necesario utilizar una mayor cantidad de material, lo que se traduce en un mayor sobrecoste. Para realizar esta estimación no hemos tenido en cuenta los costes de producción de los tubos o mano de obra, sino que

simplemente hemos tenido en cuenta el precio del acero requerido para cada uno de los diseños, empleando precios medios que actualmente podemos encontrar en el mercado (27):

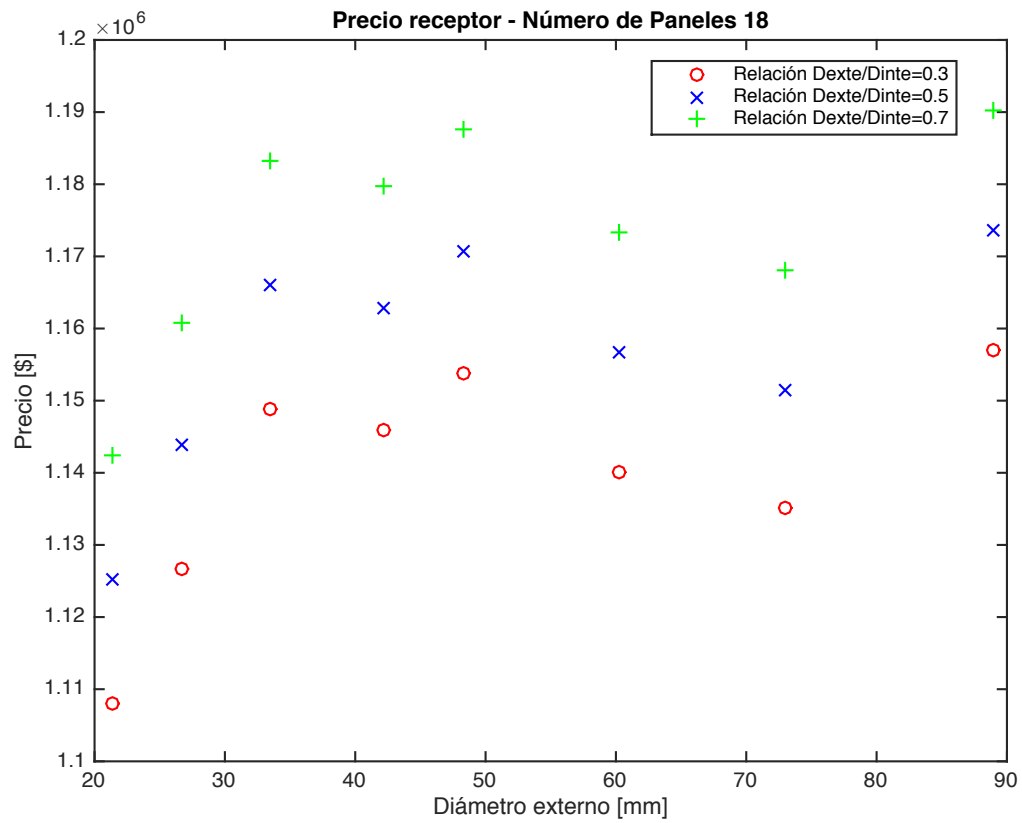
- **Acero Inconel Alloy 625:** 25\$/kg
- **Acero Inoxidable 316:** 2\$/kg

Comprobamos las gráficas de costes para los diferentes receptores:

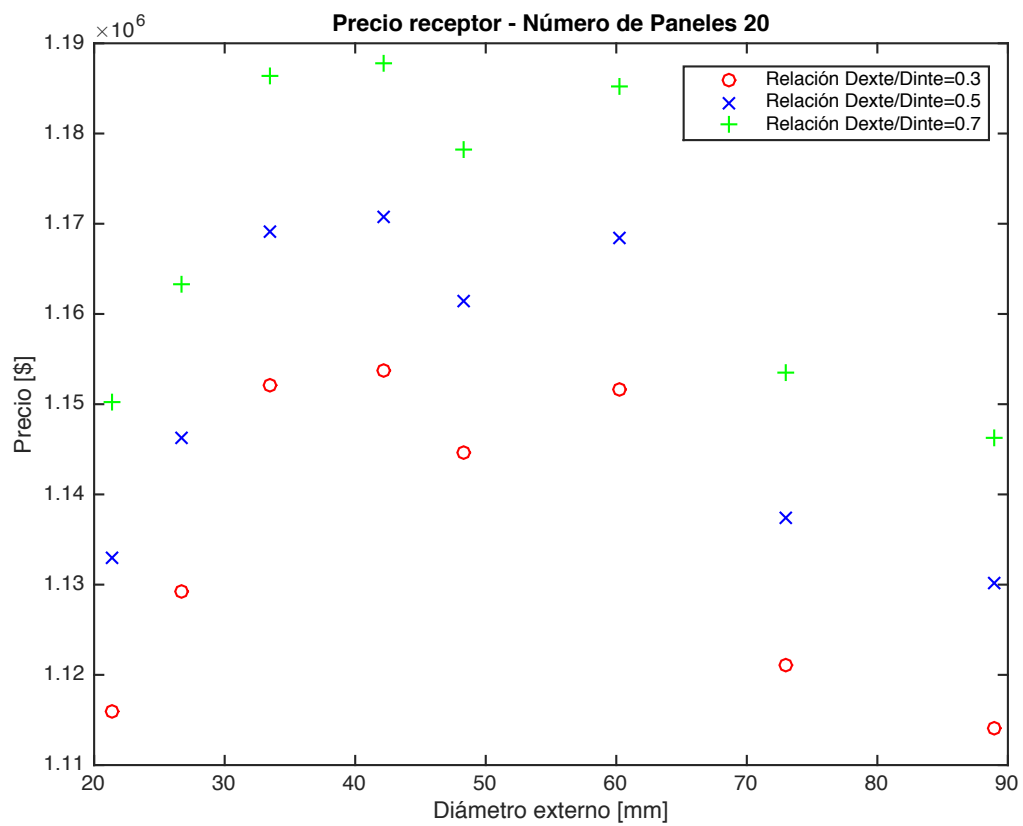


**Ilustración 51: Precio receptores de tubo sencillo - Fuente: propia**

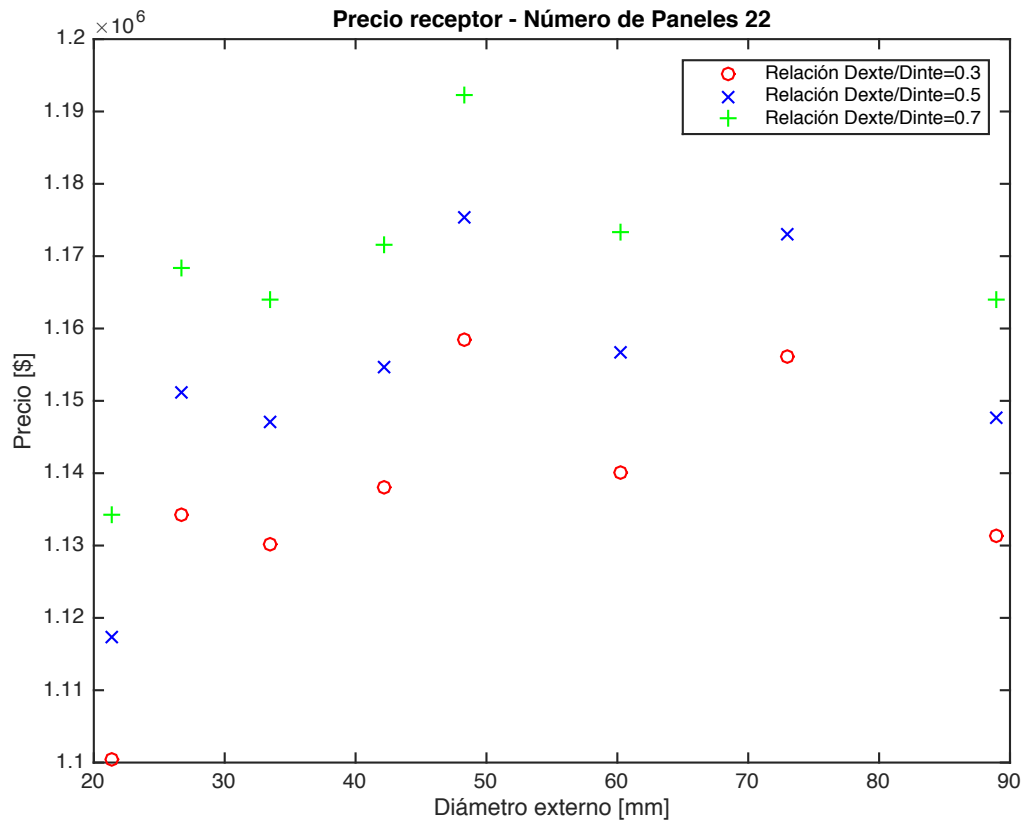




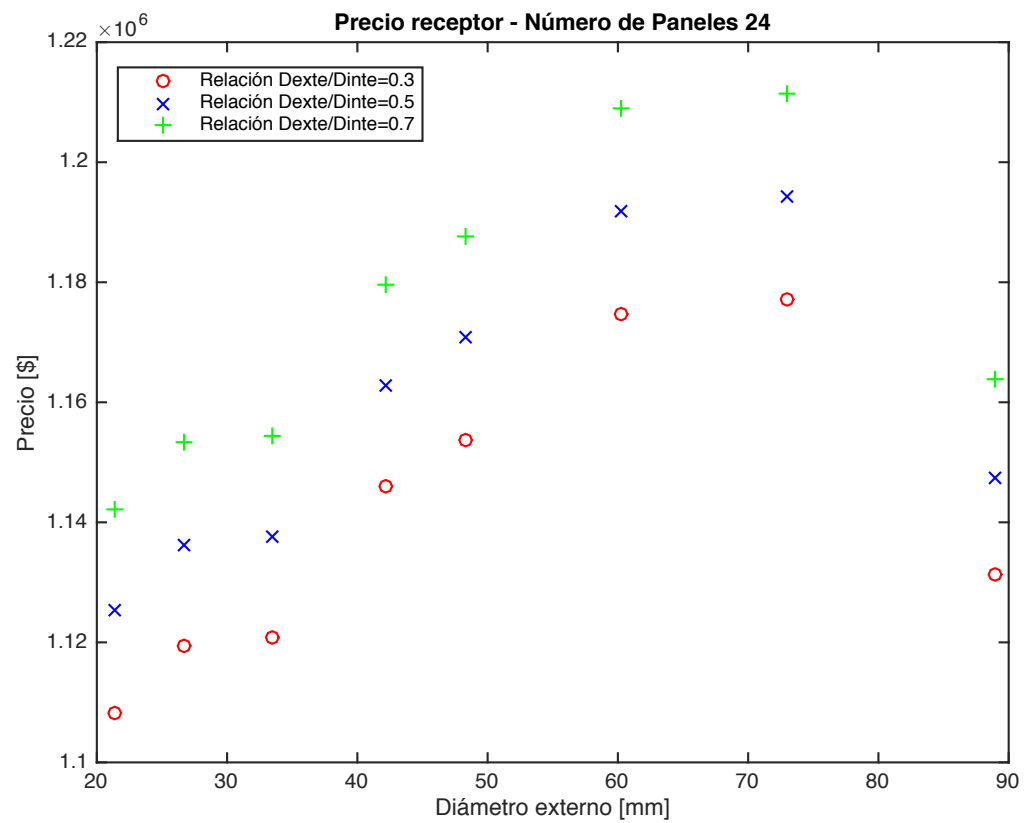
**Ilustración 52: Precio receptores de tubo bayoneta de 18 paneles - Fuente: Propia**



**Ilustración 53: Precio receptores de tubo bayoneta de 20 paneles - Fuente: propia**



**Ilustración 54: Precio receptores de tubo bayoneta de 22 paneles - Fuente: propia**



**Ilustración 55: Precio receptores de tubo bayoneta de 24 paneles - Fuente: propia**

Comprobamos como la máxima diferencia existente entre los receptores de tubo sencillo y tubo bayoneta no supera los 130000\$, lo que de forma general supone un incremento de entorno al 10% del precio global del receptor. Dicho sobrecoste es completamente asumible dadas las numerosas ventajas que el nuevo diseño ofrece, pues la mayor fiabilidad y durabilidad de estos receptores aumentan su vida útil con la consecuente reducción del tiempo de amortización del propio receptor. El precio del acero requerido para la producción de la solución óptima ofrecida en este proyecto, según los datos proporcionados sería de 1,1463 millones de dólares estadounidenses.

## 7.1 Presupuesto de elaboración del proyecto

---

En el presente apartado se desarrollarán los costes asociados a la elaboración del presente proyecto. Como podrá comprobarse, el coste global de elaboración se subdivide en dos campos, los costes asociados a los materiales empleados así como los costes de personal.

### Costes de material

En este apartado incluiremos los gastos asociados al material ofimático, tanto de hardware como de software teniendo en cuenta las licencias de todos los programas empleados así como otros gastos:

- Ordenador portátil de gama alta capaz de trabajar simultáneamente en los procesos iterativos con el software de cálculo numérico así como el editor de textos.
- Ordenador de sobremesa de gama media capaz de realizar exclusivamente el proceso iterativo<sup>1</sup>
- Impresora de gama media
- Un lugar de trabajo condicionado (agua, luz y calefacción) con escritorio y mantenimiento adecuado durante los 6 meses que ha conllevado la elaboración del proyecto. El coste mensual se ha estimado en 120 euros.
- Material de oficina
- Licencia durante 6 meses que permita el uso completo de Matlab así como Microsoft Office

En la siguiente tabla se muestra el desglose de todos los costes de material:

---

<sup>1</sup> El uso de dos ordenadores para realizar el proceso de cálculo del modelo matemático se hizo necesario para cumplir con los plazos establecidos

Material	Coste
Ordenador portátil gama alta	2200 €
Ordenador sobremesa gama media	900 €
Impresión en imprenta	10 €
Lugar de trabajo	720 €
Material de oficina	40 €
Licencias de software (OS X, Windows XP, Matlab, Microsoft Office)	650 €
<b>Total material</b>	<b>4520 €</b>

Tabla 8: Costes de material - Fuente: Propia

### Costes de personal

En este apartado incluiremos los gastos no solo de elaboración del presente informe así como la obtención de los resultados del programa de cálculo numérico, sino además los costes asociados a la dirección del proyecto, incluyendo el apoyo pedagógico demostrado y el tiempo requerido para la obtención de los materiales anteriormente citados.

El total de horas trabajadas se puede estimar en 400 horas, a las cuales debemos añadir las horas que el tutor ha dedicado a la supervisión del mismo, que oscilan las 35 horas. A partir del número de horas invertidas podremos calcular el coste total de personal. Para conocer los honorarios acudimos a la Tabla de Honorarios (28), donde nos indican un coste horario de 36€. El coste horario del servicio prestado por un ingeniero superior se ha estimado en 45€

En la siguiente tabla se muestra el desglose de todos los costes de personal:

Concepto	Horas	Coste
Ingeniero Técnico	400	14400 €
Ingeniero Superior	35	1575 €
<b>Total personal</b>	<b>435</b>	<b>15975 €</b>

Tabla 9: Costes de personal - Fuente: Propia

## Presupuesto total

El coste total de elaboración del proyecto se puede calcular por tanto como la suma del coste de materiales más el coste del personal. Esta información puede observarse en la siguiente tabla:

Tipo de gasto	Presupuesto
Materiales	4520 €
Honorarios	15975 €
<b>Total</b>	<b>20495 €</b>

Tabla 10: Costes generales - Fuente: Propia

Los gastos asociados a la elaboración del proyecto de fin de grado ascienden a un total de *veinte mil cuatrocientos noventa y cinco euros*.

## 8. Conclusiones

---

Tras la elaboración del presente proyecto hemos podido comprobar la variabilidad del funcionamiento y generación de una central termosolar de alta temperatura tipo torre empleado sales fundidas como fluido de trabajo en función del diseño empleado en el sistemas de tuberías de su receptor, y la importancia que tiene por tanto la optimización de dicho diseño con el fin de lograr el mayor aprovechamiento de la radiación concentrada.

Hemos comprobado como para lograr este objetivo se requiere que el fluido de trabajo circule a través del sistema de tuberías a una alta velocidad, mejorando la absorción del calor y con ello la refrigeración del sistema de tuberías, lo que otorga al receptor unas condiciones de trabajo más favorables gracias a la reducción de las temperaturas máximas alcanzadas.

No obstante, para lograr que el fluido circule a dicha velocidad a través de los tubos, la central debe poseer un sistema de bombeo capaz de compensar la pérdida de carga, sin que el autoconsumo de dicho sistema haga que nuestra planta sea insostenible.

El análisis de resultados ha demostrado que el uso del sistema de tuberías tipo bayoneta concéntricos otorga unos resultados de eficiencia y temperaturas máximas alcanzadas que mejoran el funcionamiento de los receptores equivalentes de mismo diámetro de tubo externo. En el caso de la eficiencia, el receptor bayoneta seleccionado

consiguen una mejora del 0,3% con respecto a la eficiencia lograda en el diseño óptimo del receptor de tubo sencillo.

Por otro lado, el diseño bayoneta logra disminuir la temperatura máxima alcanzada en la pared 17,5°C mientras que la temperatura máxima en las sales del receptor bayoneta se sitúa 1,5°C por debajo de la obtenida en el receptor de tubo sencillo.

La mejora en la eficiencia otorgará a la planta una mayor capacidad de producción eléctrica, además de un aumento en la seguridad y durabilidad del receptor gracias a la disminución de temperaturas máximas alcanzadas en la sal y en los tubos. Todo ello compensa el sobrecoste que supone la producción del sistema de tuberías bayoneta, así como el aumento en el consumo del sistema de bombeo que debe vencer la pérdida de carga que sufre el fluido a su paso por el sistema de tuberías.

A la hora de seleccionar el receptor de tubos bayoneta más adecuado, podemos comprobar la importancia que tiene la elección del sistema que ofrezca mayor compactación de los tubos, ya que aunque coloquemos la capa re-radiante en la parte posterior de dichos tubos, hemos podido apreciar como resulta más interesante utilizar un diseño con alta área efectiva de radiación, de forma que un mayor porcentaje del área total del receptor donde se recibe la radiación solar sea área de superficie de tubo.

Concluimos por tanto remarcando la importancia que tiene el avance de investigaciones que estudien el comportamiento de dichos tubos bayoneta, en los que en estudios futuros sería interesante que fuesen sometidos a otro tipo de estudios tales como estrés térmico o el comportamiento con otros fluidos de trabajo como puede ser el sodio, con el fin último de comprobar si verdaderamente este novedoso diseño puede postularse como un sustituto definitivo del sistema de tuberías sencillas en las centrales termosolares de alta temperatura tipo torre.

## Bibliografía

---

1. **Millán, Marcelo Izquierdo.** *Energías Renovables: Capítulo 2 Radiación solar sobre el plano inclinado.* Madrid : No publicado (Apuntes asignatura), 2016.
2. —. *Energías Renovables: Capítulo 9, Conversión fotovoltaica para la generación de calor y frío.* Madrid : No publicado (Apuntes Energías Renovables), 2016.
3. —. *Energías Renovables: Capítulo 3, El colector plano de energía solar.* Madrid : No publicado (Apuntes Energías Renovables), 2016.
4. **García, Daniel Serrano.** *Cálculo, diseño y análisis de una central termosolar de colectores cilíndrico-parabólicos operando con sales fundidas.* Leganés : Proyecto de Fin de Carrera, 2012. UC3M.

5. **Millán, Marcelo Izquierdo.** *Energías Renovables: Capítulo 10, Centrales termosolares.* Madrid : No publicado (Apuntes Energías Renovables), 2016.
6. **José, Jorge Losada San.** *Proyecto de Fin de Carrera: ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE DISCO PARABÓLICO CON MOTOR STIRLING.* Madrid : Universidad Carlos III de Madrid, 2009.
7. **Madrid, Universidad Politécnica de.** Cinatología aplicada y la ingeniería y medio ambiente. *Radiación Global.* [En línea] [Citado el: 21 de Marzo de 2016.] [ada-a-la-ingenieria-y-medioambiente/contenidos/tema-3/RADIACION-GLOBAL.pdf](#).
8. **López Cózar, José Manuel.** *Energía solar térmica.* Madrid : IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), 2006.
9. **Solargis.** [En línea] [Citado el: 19 de Abril de 2016.] [www.solargis.info](http://www.solargis.info).
10. **IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía).** *Plan de Energías Renovables 2011-2020.* Madrid : Ministerio De Industria, Turismo y Comercio, 2011.
11. **Año 2060: Punto final al petróleo. Ibáñez, M. Eugenia.** 23 de Marzo de 2013, La Lamentable. Entrevista a Jordi Pujol i Soler, uno de los socios fundadores de CMES – Col·lectiu per a un Nou Model Energètic i Social Sostenible.
12. **Solar, Abengoa.** Abengoa Solar Official Site. [En línea] 2014. [Citado el: 9 de Mayo de 2016.] [http://www.abengoasolar.com/web/es/plantas\\_solares/plantas\\_para\\_terceros/espana/#seccion\\_1](http://www.abengoasolar.com/web/es/plantas_solares/plantas_para_terceros/espana/#seccion_1).
13. **Millán, Marcelo Izquierdo.** *Energías Renovables: Capítulo 4, Otros componentes del colector: Configuración y seguridad de las instalaciones térmicos.* Madrid : No publicado (Apuntes Energías Renovables), 2016.
14. **Zavoico, Alexis B.** *Solar Power Tower, Design Basic Document Rev 0.* San Francisco : Sandia National Laboratories, 2001.
15. **Carrera, David Almagro.** *PFC: Almacenamiento térmico en aplicaciones solares de concentración de alta temperatura.* Sevilla : Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla, 2012.
16. **Martínez, Víctor Manuel Cruz.** *Diseño de facetas de espejo plano para un horno solar de alto flujo radiativo.* s.l. : Instituto de diseño - Univerisad de México.
17. **Quero, Valerio Fernández.** *Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica.* Madrid : Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2012.
18. **Tiemblo, Mario Sánchez.** *TFC: Simulación de una central de concentración solar de torre con dos receptores para la producción de frío.* Leganés : Universidad Carlos III de Madrid.
20. **Nogueira, Jose Ignacio.** *Apuntes asignatura: Máquinas y Centrales Térmicas.* Leganés : Universidad Carlos III , 2015.
21. **Piquer, Ascensión Aynat.** *TFG Determinación del ciclo de vapor de una central solar termoeléctrica CCP de 50MW, Universidad Carlos III.* Leganés : UC3M, 2012.
22. **Special Metals.** [En línea] [Citado el: 23 de Abril de 2016.] [www.specialmetals.com](http://www.specialmetals.com).
23. **Tempil.** [En línea] [Citado el: 23 de Abril de 2016.] [www.tempil.com/specialty-coatings/pyromark-high-temperature-paint](http://www.tempil.com/specialty-coatings/pyromark-high-temperature-paint) .
24. **Aksteel.** [En línea] 23 de Abril de 2016. [www.aksteel.com](http://www.aksteel.com).
25. **Pirobloc.** Fluidotérmico by Pirobloc. [En línea] [Citado el: Abril de 2 de 2016.] <http://www.fluidotermico.com/es/aceites-termicos/15-pirobloc-htf-clean.html>.
26. **Ávila, Cástor Alberto Solís.** *Proyecto Fin de Máster: Diseño y estudio de una planta solar termoeléctrica con tecnología de torre central.* s.l. : Merme 2008-2009.
27. **Portal de compras mayoristas.** Alibaba. [En línea] 2016. [Citado el: 6 de Junio de 2016.] [www.alibaba.com](http://www.alibaba.com).
28. **A.B Ingeniería Civil - Proyectos de Ingeniería.** [En línea] [Citado el: Junio de 15 de 2016.]
30. **SBP.** [En línea] [Citado el: 15 de Abril de 2016.] <http://www.sbp.de>.
31. **Wellßow, Prof. Dr.-Ing. Wolfram H.** *Apuntes asignatura: Power Gneration I (Thermal Power plants).* Kaiserslautern : Kaiserslautern Universität.

